



**Bruno Filipe Correia  
Rocha Sousa**

**Modelação de um sistema de refrigeração por  
absorção**



**Bruno Filipe Correia  
Rocha Sousa**

**Modelação de um sistema de refrigeração por  
absorção**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica do Professor Doutor Fernando José Neto da Silva, Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro e co-orientação do Professor Doutor Manuel Arlindo Amador de Matos, Professor Auxiliar do Departamento de Ambiente e Ordenamento da Universidade de Aveiro.

## O júri

Presidente

**Professora Doutora Margarida Isabel Cabrita Marques Coelho**

Professora auxiliar convidada do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Orientador

**Professor Doutor Fernando José Neto da Silva**

Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Co-orientador

**Professor Doutor Manuel Arlindo Amador de Matos**

Professor Auxiliar do Departamento de Ambiente e Ordenamento da Universidade de Aveiro

Arguente

**Professor Doutor Clito Félix Alves Afonso**

Professor do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

## **Agradecimentos**

Durante a realização deste trabalho de dissertação muitas pessoas contribuíram e deram o seu apoio para este fosse executado com sucesso. A todas estas pessoas deixo o meu sincero agradecimento. Sem querer deixar ninguém de fora, deixo o meu agradecimento aos seguintes:

Ao Professor Doutor Fernando José Neto da Silva, por todas as orientações dadas ao longo do trabalho e por toda a disponibilidade, apoio e incentivo que muito contribuíram para a concretização do mesmo.

Ao Professor Doutor Manuel Arlindo Amador de Matos, pela disponibilidade e atenção dedicados e pelas orientações e sugestões que ajudaram a esclarecer dúvidas que surgiram ao longo do trabalho.

Uma palavra de agradecimento muito especial aos meus pais, às minhas irmãs e à Cláudia pelo constante apoio, incentivo e paciência demonstrada nos bons e maus momentos ao longo de todo este trabalho.

Obrigado a todos os amigos e familiares por todo o apoio incondicional.

Obrigado a todos.

## Palavras-chave

Absorção, Calor, Desempenho, Energia, Refrigeração, Simulação

## Resumo

O desenvolvimento actual das tecnologias de refrigeração, nomeadamente dos sistemas de refrigeração por absorção tornou este tipo de solução, uma alternativa economicamente viável em relação aos mais tradicionais sistemas de refrigeração que recorrem ao ciclo de compressão de vapor. Os equipamentos de refrigeração por absorção, também denominados chillers de absorção, são amplamente usados na indústria sobretudo onde existem processos com libertação de calor que muitas vezes é desperdiçado para a atmosfera.

Esta energia térmica desperdiçada, sob a forma de vapor ou água quente, permite accionar os chillers de absorção que necessitam de uma fonte quente para funcionarem.

A refrigeração por absorção permite reduzir significativamente o consumo de energia eléctrica em relação aos sistemas de compressão de vapor, e tendo em consideração a conjuntura energética actual é importante reduzir a demanda de energia neste tipo de equipamentos.

O presente trabalho de dissertação tem como objectivo a modelação de um sistema de refrigeração por absorção que simule o comportamento de um equipamento de absorção real. Para tal, pretende-se criar um modelo termodinâmico que represente o conceito de um sistema de refrigeração por absorção.

Para a simulação termodinâmica do ciclo de absorção foi usada a ferramenta de cálculo computacional EES (*Engineering Equation Solver*). Este programa permitiu modelar o sistema e calcular os parâmetros relevantes, nomeadamente as propriedades da mistura de fluidos, o coeficiente de desempenho (COP) e a capacidade de refrigeração. Foram estudadas algumas soluções de optimização do sistema obtido inicialmente através da simulação de diversas configurações alternativas. Para estes sistemas foram testados diferentes parâmetros de entrada, nomeadamente a quantidade de calor fornecido ao ciclo, eficiência da bomba de circulação do fluido e temperatura de refrigeração.

Os resultados obtidos demonstraram que o sistema de absorção de simples efeito consegue atingir um COP com valor de 0,434, evidenciando uma boa aproximação em relação a trabalhos realizados por outros autores. Por fim, concluiu-se que a introdução de permutadores de calor adicionais, tanto do lado da solução como do lado do refrigerante são fundamentais para um melhor aproveitamento do calor fornecido, contribuindo para um respectivo aumento no desempenho do sistema.

**Keywords**

Absorption, Energy, Heat, Performance, Refrigeration, Simulation

**Abstract**

The current development of cooling technologies that includes refrigeration absorption systems has made this kind of solution a viable alternative compared to a more traditional cooling systems which use the vapor compression cycle. The absorption cooling equipment, also known as absorption chillers are widely used in industry especially in processes that release heat that is often wasted to the atmosphere.

This thermal energy available in the form of steam or hot water allows the operation of the absorption equipment's that require a power source to operate. The absorption refrigeration technology significantly reduces the power consumption compared to vapor compression systems and considering the present energy situation in the world it is important to reduce energy demand in this type of equipment.

The objective of this dissertation work is to model an absorption refrigeration system that simulates the behavior of a real absorption equipment. To this end, a thermodynamic model that represents the concept of an absorption refrigeration system was created.

For the simulation of the thermodynamic absorption cycle it was used the computational tool EES (Engineering Equation Solver). This program allowed to perform a system modeling and to calculate the relevant parameters, including the properties of the fluids mixture, the coefficient of performance(COP) and the cooling capacity. In order to optimize the system initially obtained, many different configurations have been simulated and tested. For these systems it was tested changes in some input parameters including the amount of heat supplied, the pump efficiency and also the refrigeration temperature. The obtained results showed that the simple effect absorption system can reach COP values of 0,434, assuming a fair approximation to the work done by other authors. The study concluded that the introduction of additional heat exchangers, on solution and refrigerant sides, are fundamental for a better use of the heat supplied, contributing for a respective increase in system's performance.

# Índice

Índice .....	XIII
Índice de Figuras .....	XVI
Índice de Tabelas .....	XVIII
Lista de acrónimos .....	XIX
Nomenclatura .....	XX
Subscritos .....	XXI
1. Introdução .....	1
1.1 Enquadramento .....	2
1.2 Refrigeração .....	2
1.3 Refrigeração por Absorção .....	4
1.4 Refrigeração por compressão de Vapor .....	8
1.4.1 Ciclo Ideal .....	8
1.4.2 Ciclo Real .....	10
1.5 Evolução histórica .....	11
1.6 Objectivos .....	13
1.7 Estrutura da Tese de Dissertação .....	13
2. Revisão Bibliográfica .....	17
3. Metodologia .....	21
4. Refrigeração por absorção .....	23
4.1 Bomba de calor .....	23
4.2 Ciclo de absorção .....	23
4.3 Chillers – Compressão e Absorção .....	24
4.4 Sistemas de absorção – Princípios .....	27
4.5 Componentes dos chillers de absorção .....	29
4.5.1 Gerador .....	29
4.5.2 Rectificador .....	30
4.5.3 Condensador .....	30
4.5.4 Válvula de expansão .....	31
4.5.5 Evaporador .....	32
4.5.6 Absorvedor .....	33
4.5.7 Bomba .....	33
4.5.8 Permutador de calor da solução (SHX) .....	34
4.5.9 Purgador .....	34
4.6 Restrições dos materiais dos componentes .....	35

4.7	Principais fluxos de calor de um sistema de absorção simples .....	35
4.7.1	Chiller de simples efeito .....	35
4.7.2	Chiller de duplo efeito.....	36
4.8	Tipos de sistemas de absorção .....	37
4.8.1	Sistema intermitente .....	37
4.8.2	Sistema contínuo .....	38
5.	Análise Termodinâmica ao Ciclo de Absorção .....	41
5.1	Energia.....	41
5.1.1	Energia Interna.....	41
5.1.2	Energia Potencial .....	41
5.1.3	Energia cinética.....	41
5.1.4	Trabalho de escoamento.....	41
5.2	Propriedades do sistema.....	42
5.3	Propriedades termodinâmicas da mistura de fluidos .....	43
5.4	Processo Termodinâmico envolvendo misturas de fluidos .....	44
5.4.1	Mistura de fluidos – Balanços energéticos e mássicos.....	45
6.	Fluidos Refrigerantes .....	47
6.1	Propriedades e suas implicações.....	51
6.2	Normas de segurança e de manuseamento.....	53
6.2.1	Grupo 1 .....	54
6.2.2	Grupo 2.....	54
6.2.3	Grupo 3.....	54
6.3	Outras normas e classificações.....	54
6.4	Mistura de fluidos .....	55
6.5	Equilíbrio de fases.....	57
6.6	Par refrigerante-absorvente.....	57
6.7	Os Fluidos Frigorígenos – Classificação.....	59
6.8	Amónia.....	59
7.	Tecnologias dos sistemas de absorção.....	61
7.1	Comparação dos ciclos de absorção: Amónia/Água e Água/brometo de lítio ....	61
7.2	Novas soluções na refrigeração .....	62
7.2.1	Refrigeração solar .....	62
8.	Modelação do sistema de Absorção.....	65
8.1	Considerações gerais.....	65
8.2	Descrição do modelo.....	65



8.3	Caso real e as irreversibilidades .....	67
8.4	Cálculo das propriedades da mistura .....	68
8.4.1	Rotina de cálculo do EES .....	68
8.5	Sistema de absorção – 1º Caso .....	69
8.5.1	Sistema de simples efeito .....	69
8.5.2	Balances mássicos e energéticos .....	70
8.6	Sistema Absorção – 2º Caso .....	72
8.6.1	Sistema de simples efeito com permutador de calor de solução .....	72
8.6.2	Novas equações dos balances .....	73
8.7	Sistema de Absorção – 3º Caso .....	75
8.7.1	Sistema de simples efeito com 2 permutadores de calor (SHX e CEHX) ....	75
8.7.2	Parâmetros de entrada .....	77
8.8	Validação do modelo desenvolvido .....	78
8.9	Optimização .....	81
9.	Resultados e Discussão .....	83
9.1	Comparação dos 3 casos de estudo .....	83
9.1.1	COP e capacidades dos sistemas .....	83
9.2	Medidas para aumentar o desempenho .....	86
9.2.1	Evolução do COP em função da eficiência da bomba .....	86
9.2.2	Evolução do COP em função da efectividade de SHX e CEHX .....	87
9.2.3	Variação do COP em função das temperaturas de operação ( $T_g, T_c, T_e$ ) .....	89
9.2.4	Evolução das potências Térmicas .....	91
9.2.5	Evolução do COP e da Eficiência da Refrigeração .....	93
10.	Conclusões .....	95
10.1	Sugestões de trabalhos futuros .....	98
11.	Referências .....	101
12.	Anexos .....	107
12.1	Sistemas de Refrigeração accionados por fontes de calor .....	107
12.2	Sistema de refrigeração $H_2O - LiBr$ (água – Brometo de Lítio) .....	108
12.3	Valores dos pontos dos ciclos modelados .....	109
12.3.1	Valores obtidos do 1º caso de estudo .....	109
12.3.2	Valores obtidos do 2º caso de estudo .....	110
12.3.3	Valores obtidos do 3º caso de estudo .....	111
12.4	Valores dos Pontos dos ciclos utilizados na validação .....	112
12.5	Programa EES .....	113

# Índice de Figuras

Figura 1: Esquemas: a) Refrigerador (máquina frigorífica); b) Bomba de calor .....	3
Figura 2: Esquema de processo de arrefecimento accionado termicamente .....	4
Figura 3: Chillers de absorção água-brometo de lítio de capacidades inferiores a 15 kW (WIEMKEN, 2008) .....	5
Figura 4: Exemplos de chillers de absorção : a) sistema amónia-água; b) sistema água-cloreto de lítio; c) sistema água-brometo de lítio (WIEMKEN, 2008).....	6
Figura 5: a) Processo referente ao efeito de refrigeração; b) Fornecimento de calor, $Q_H$ , ao gerador que contém a solução .....	7
Figura 6: Representação esquemática do ciclo de refrigeração por absorção em função das temperaturas e pressões de funcionamento .....	7
Figura 7: Esquema e diagrama T- s do ciclo ideal de compressão de vapor (CENGEL et al., 2006)8	
Figura 8: Diagrama P-h do ciclo ideal de compressão de vapor (CENGEL et al., 2006) .....	9
Figura 9: Esquema e diagrama T- s do ciclo real de refrigeração (CENGEL et al., 2006) .....	10
Figura 10: Von Platen e Munters junto do protótipo de refrigeração por absorção (ABREU, 1999) 12	
Figura 11:Chiller de absorção de duplo efeito e de queima directa (WHITMAN et al., 2008) .....	25
Figura 12: Chiller de absorção de duplo efeito e queima indirecta (WHITMAN et al., 2008) .....	25
Figura 13: Representação esquemática dos principais componentes de um chiller de absorção ..	28
Figura 14: a) Condensador arrefecido a ar; b) esquema das alhetas do permutador de calor (WHITMAN et al., 2008) .....	31
Figura 15: Vários tipos de válvula de expansão (WHITMAN et al., 2008) .....	32
Figura 16: a) Evaporador com ventilação forçada a ar; b) Esquema dos tubos alhetados do evaporador (WHITMAN et al., 2008) .....	33
Figura 17:a) Bomba de circulação de fluidos; b) esquema de funcionamento de uma bomba com um único rotor (WHITMAN et al., 2008) .....	34
Figura 18: Esquema de sistema de refrigeração por absorção de simples efeito .....	36
Figura 19: Esquema de sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito .....	37
Figura 20: Esquema de sistema de refrigeração por absorção intermitente (ALTHOUSE et al., 2004).....	38
Figura 21: Esquema de sistema de refrigeração por absorção contínuo(ALTHOUSE et al., 2004) 39	
Figura 22: Mistura adiabática de dois fluidos .....	45
Figura 23: Balanço energético a um volume de controlo .....	46
Figura 24: Diagrama de equilíbrio da mistura azeotrópica R-502 (STOECKER et al., 1994) .....	48
Figura 25: Diagrama de equilíbrio de uma mistura ideal não azeotrópica de duas substâncias (STOECKER et al., 1994).....	49
Figura 26: Evolução dos fluidos frigorígenos (NATURAL REFRIGERANTS, 2011).....	49
Figura 27: Diagrama sobre relação da temperatura com a fracção mássica da mistura .....	56
Figura 28: Sistema de refrigeração solar (CENGEL et al., 2006) .....	63
Figura 29: Representação esquemática do funcionamento de um sistema de absorção .....	66

Figura 30: Esquema do sistema de refrigeração de simples efeito sem permutadores de calor da solução e refrigerante.....	70
Figura 31: Esquema de sistema de absorção, de simples efeito, com permutador de calor da solução .....	73
Figura 32: Esquema do sistema de absorção de simples efeito com permutador de calor da solução e de refrigerante.....	76
Figura 33: Comparação entre as capacidades térmicas do modelo ASHRAE e os modelos desenvolvidos, inicial e o do caso de estudo 3 .....	80
Figura 34: Capacidades dos diversos componentes dos sistemas modelados .....	85
Figura 35: Variação do COP em função do rendimento da bomba .....	87
Figura 36: Variação do COP em função da efectividade do permutador de calor da solução (SHX) .....	88
Figura 37: Variação do COP em função da efectividade do permutador de calor do refrigerante (CEHX) .....	88
Figura 38: Variação do COP em função da temperatura no gerador ( $T_g$ ) .....	89
Figura 39: Variação do COP em função da temperatura no condensador ( $T_c$ ) .....	90
Figura 40: Variação do COP em função da temperatura no evaporador ( $T_e$ ).....	91
Figura 41: Evolução da potência térmica dos diversos componentes em função do caudal na bomba.....	91
Figura 42: Evolução das potências térmicas em função da temperatura no gerador ( $T_g$ ) .....	92
Figura 43: Evolução das potências do gerador e evaporador e sua influência no COP .....	92
Figura 44: Evolução do COP, COP ideal e eficiência da refrigeração em função da temperatura no gerador ( $T_g$ ) .....	93
 Figura A. 1: Chiller de absorção de duplo efeito e de queima directa (CARRIER, 2010) .....	 108
Figura A. 2: Esquema de chiller de absorção accionado por vapor(CARRIER, 2010).....	108
Figura A. 3: Esquema do 1º caso de estudo obtido da simulação no <i>software</i> EES .....	109
Figura A. 4: Esquema do 2º caso de estudo obtido da simulação no <i>software</i> EES .....	110
Figura A. 5: Esquema do 3º caso de estudo obtido da simulação no <i>software</i> EES .....	111
Figura A. 6: Imagem do menu de parametrização das equações que representam o sistema ....	113
Figura A. 7: Janela do EES com os principais resultados obtidos.....	113
Figura A. 8: Valores de todos os pontos do ciclo de absorção.....	114
Figura A. 9: Janela do EES correspondente ao esquema do ciclo de refrigeração em estudo ....	114

## Índice de Tabelas

Tabela 1: Datas do final da produção dos refrigerantes CFC's e HCFC's (MILLER et al., 1995) ...	50
Tabela 2: Propriedades físicas de alguns fluidos refrigerantes(GORDON et al., 2001).....	53
Tabela 3: Exposição máxima admissível (STOECKER et al., 1994).....	54
Tabela 4: Valores limite de exposição a alguns refrigerantes (STOECKER et al., 1994) .....	55
Tabela 5: Reacções fisiológicas à exposição ao vapor de amónia.....	55
Tabela 6: Pares de refrigerante-absorvente (PEREIRA, 2006),(ABREU, 1999) .....	58
Tabela 7: Propriedades dos pares de fluido refrigerante/absorvente mais comuns (HEROLD et al., 1996).....	58
Tabela 8: Tipos de colectores solares e respectiva gama de temperaturas de trabalho (GOSWAMI, 1986).....	63
Tabela 9: Pressupostos assumidos para a análise do sistema de refrigeração.....	66
Tabela 10: Parâmetros de entrada dos ciclos de absorção modelados .....	77
Tabela 11: Parâmetros de entrada do sistema de absorção de simples efeito da ASHRAE .....	79
Tabela 12: COP's dos sistemas simulados e respectiva evolução .....	83
Tabela 13: Desempenho (COP), capacidades dos permutadores de calor e potência da bomba dos sistemas modelados .....	84
Tabela A. 1: Sistemas de refrigeração com fonte térmica (HOVSAPIAN, 2009).....	107
Tabela A. 2: Exemplo de sistemas de refrigeração por absorção (H <sub>2</sub> O/LiBr) (CARRIER, 2010) ..	107
Tabela A. 3: Valores dos pontos do ciclo de absorção de simples efeito, apresentado no caso de estudo 1 .....	109
Tabela A. 4: Valores dos pontos do ciclo de absorção de simples efeito com permutador de calor da solução ( SHX) , apresentado no caso de estudo 2.....	110
Tabela A. 5: Valores dos pontos do ciclo de absorção de simples efeito com permutadores de calor da solução ( SHX) e do refrigerante (CEHX) , apresentado no caso de estudo 3.....	111
Tabela A. 6: Valores dos pontos do ciclo de absorção do Modelo da ASHRAE (2009).....	112
Tabela A. 7: Valores obtidos do modelo criado para a validação ( Modelo inicial).....	112

## Lista de acrónimos

AC – Ar condicionado

ASHRAE – *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*

CEHX – Permutador de calor do condensador- evaporador (“*condensator-evaporator heat exchanger*”)

CFC – Clorofluorcarboneto

COP – Coeficiente de Desempenho (“*Coefficient of Performance*”)

EES – *Engineering Equation Solver*

GWP – *Global Warming Potencial*

HCFC – Hidroclorofluorcarboneto

HFC – Hidrofluorcarboneto

NIST – *National Institute of Standards and Technology*

ODP – *Ozone Depleting Potencial*

OSHA – *Occupational Safety and Health Administration*

SHX – Permutador de calor da solução (“*solution heat- exchanger*” )

STEL – *Short Term Exposure Limit*

TLV – *Threshold Limit Values.*

TWA – *Time Weighted Average*

## Nomenclatura

E	– energia	kJ
g	– aceleração da gravidade	m/s <sup>2</sup>
h	– entalpia	kJ/ kg
m	– massa	kg
$\dot{m}$	– caudal mássico	kg/s
p	– pressão	bar
Q	– potência térmica	kW
Qu	– qualidade ou estado do fluido Qu=0, líquido saturado ; Qu < 0, líquido sub- arrefecido Qu=1, vapor saturado ; Qu > 1 vapor sobre- aquecido	—
s	– entropia	kJ/ kg.K
T	– temperatura	K e °C
u	– energia interna	kJ/kg
V	– velocidade	m/s
v	– volume específico	m <sup>3</sup> /kg
W	– potência	kW
x	– fracção mássica de amónia	kg/ kg sol.
z	– altura	m
$\partial$	– diferencial parcial	—
$\varepsilon$	– efectividade do permutador de calor	—
$\eta$	– rendimento	%

## Subscritos

a	– absorvedor
b	– bomba
c	– condensador
cehx	– permutador de calor do condensador e evaporador ( “ condensator - evaporator heat exchanger” )
cin	– cinética
e	– evaporador
f	– fria
g	– gerador
H	– alta ( “high” )
in	– entrada
L	– baixa ( “low” )
m	– média
out	– saída
pg	– potencial gravítica
q	– quente
r	– rectificador
shx	– permutador de calor da solução ( “ <i>solution heat exchanger</i> ” )
sto	– energia armazenada ( “ <i>stored</i> ” )





# 1. INTRODUÇÃO

Os problemas relacionadas com os gastos energéticos e com a poluição são cada vez maiores. O aumento considerável do consumo de energia a nível mundial e a escassez de alguns recursos conduziu a um aumento significativo dos custos da mesma. Como grande parte da energia produzida provém da queima de combustíveis fósseis, os problemas ambientais também se tornaram relevantes, sendo necessária a aposta numa produção de energia de forma mais eficiente e limpa. Estas melhorias podem passar pelo aproveitamento da energia dissipada em variados processos para serem utilizados noutros equipamentos, poupando assim a utilização de outros recursos.

A conjuntura actual relacionada com a energia, leva a que seja necessário actuar neste sector com medidas que promovam a eficiência energética, que passam pela melhoria de certos processos de produção de energia, calor e frio.

Existem diferentes equipamentos para produção de frio, porém este trabalho centra-se num tipo específico de máquinas, que pertencem à família das bombas de calor. A tecnologia utilizada nas bombas de calor permite transferir calor de um ponto a temperatura baixa para outro a temperatura alta. Esta transferência de calor, de acordo com as leis da termodinâmica, não ocorre espontaneamente. Para que esta troca de calor ocorra é necessária a introdução de energia.

É neste contexto que surgem os sistemas de refrigeração por absorção. Para estes sistemas funcionarem necessitam de utilizar como fonte de energia, o calor. Este calor pode ser obtido através do aproveitamento da energia térmica desperdiçada por outros aparelhos, sistemas e/ou processos. Este tipo de reaproveitamento permite ao sistema de refrigeração por absorção funcionar sem gastos energéticos significativos, permitindo aumentar o desempenho global do sistema, se este calor for aproveitado do desperdício de outros processos.

Um sistema de refrigeração por absorção pode ser integrado em conjunto com centrais de cogeração, no sentido em que o calor gerado pelo processo pode ser aproveitado não só para aquecimento, mas também para arrefecimento, transformando uma central de cogeração num sistema de trigerção, na medida em que gera simultaneamente, energia mecânica, calor e frio a partir da mesma fonte energética.

Em outros sistemas de refrigeração, nomeadamente na refrigeração por compressão, o consumo eléctrico do compressor prejudica negativamente o sistema, pelo que o uso de um ciclo de absorção permite uma redução significativa dos consumos energéticos, visto que o compressor é substituído por outros componentes de baixo consumo energético.

É neste contexto que a presente dissertação se insere, centrando-se no estudo dos sistemas de refrigeração por absorção. Os estudos desenvolvidos pretendem quantificar as necessidades energéticas de um sistema de absorção, através de uma metodologia que permite calcular rapidamente as variáveis fundamentais, de forma a tornar simples e eficaz o estudo de viabilidade deste tipo de sistemas.

## 1.1 ENQUADRAMENTO

Actualmente os sistemas de refrigeração por absorção pretendem maximizar o aproveitamento energético das fontes de calor existentes, de forma a aumentar o desempenho global do conjunto.

Um dos principais problemas e entraves a uma maior utilização dos sistemas de absorção está relacionada com os custos iniciais elevados comparativamente aos sistemas de refrigeração por compressão. Esta razão e o preço ainda relativamente acessível da energia levaram a uma aposta reduzida neste tipo de equipamentos. Apesar deste cenário actual, as constantes oscilações dos preços da energia podem tornar a refrigeração por absorção numa opção interessante face ao seu custo inferior de operação, derivado dos menores consumos energéticos.

Apesar de algumas desvantagens da refrigeração por absorção em relação à compressão, pretende-se demonstrar a viabilidade da implementação do sistema de refrigeração por absorção, testando-o através da modelação e respectiva simulação, como será demonstrado nos capítulos seguintes do presente trabalho de dissertação.

Neste capítulo inicial vai ser dada uma breve introdução teórica aos dois tipos de refrigeração, a absorção e a compressão de vapor, para que deste modo se introduzam e distingam os princípios básicos de funcionamento de ambas as tecnologias de refrigeração. Também serão enunciadas as soluções tecnológicas e as principais inovações do sector.

## 1.2 REFRIGERAÇÃO

Os processos de transferência de calor ocorrem de forma espontânea na natureza. É de conhecimento empírico que o calor se desloca das zonas mais quentes para as mais frias. Este fluxo de calor ocorre sem necessidade de qualquer tipo de aparelho ou equipamento. Por outro lado, o processo inverso não ocorre de forma natural, ou seja, para transferir calor de uma zona mais fria para uma mais quente são necessários equipamentos que promovam essa troca de calor, os denominados refrigeradores, também conhecidos como máquinas frigoríficas. Outro tipo de equipamento semelhante a um refrigerador, mas cujo objectivo é aquecer, é a bomba de calor.

Estes aparelhos realizam operações cíclicas, nas quais existe um fluido refrigerante, que circula por acção de uma bomba ou compressor. Um processo cíclico implica que o seu estado inicial coincida com o estado final, ou seja, todas as propriedades no fim do ciclo são iguais às condições iniciais. Um fluido refrigerante a circular num circuito fechado é um exemplo de processo cíclico (ASHRAE, 2009).

Na Figura 1 podem observar-se os esquemas de funcionamento de um refrigerador e um outro aparelho, que também transfere calor de uma região fria para quente, denominado por bomba de calor. Este último aparelho distingue-se do primeiro apenas no objectivo final a que se destina, visto que são ambos equipamentos idênticos.

O refrigerador tem como objectivo manter um espaço a uma temperatura baixa, removendo calor desse espaço, libertando-o num local com uma temperatura mais elevada. A bomba de calor funciona de maneira semelhante, porém o objectivo é aquecer o espaço, logo é usada para remover calor de uma região fria, por exemplo no Inverno, retirando calor do ar frio exterior, aproveitando a energia existente no ar para aquecer o espaço da região quente, ou seja, o interior de um edifício.

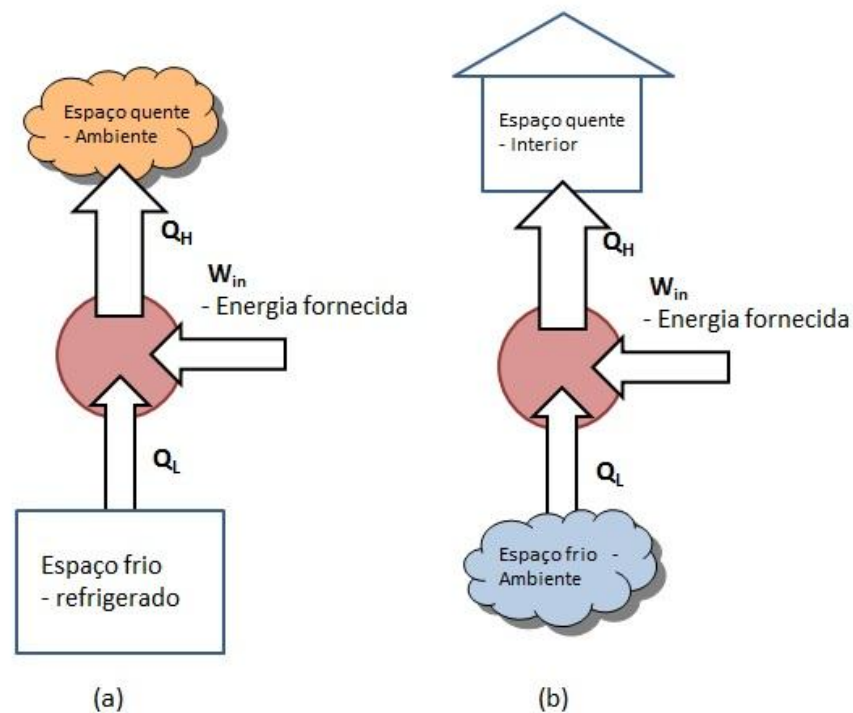


Figura 1: Esquemas: a) Refrigerador (máquina frigorífica); b) Bomba de calor

Também existem equipamentos destinados ao arrefecimento de água, e são comumente denominados por chillers. Este tipo de equipamentos são amplamente usados em sistemas de ar condicionado de grandes capacidades e em processos industriais que necessitam de uma grande potência de arrefecimento.

Os dois principais tipos de chiller existentes são os chillers de compressão ou eléctrico e os chillers de absorção. A tecnologia da absorção vai ser o alvo de estudo nos capítulos seguintes da presente dissertação.

Os equipamentos mencionados na figura 1 podem ser accionados por uma fonte térmica e o seu processo de funcionamento pode ser descrito pela ilustração da Figura 2:

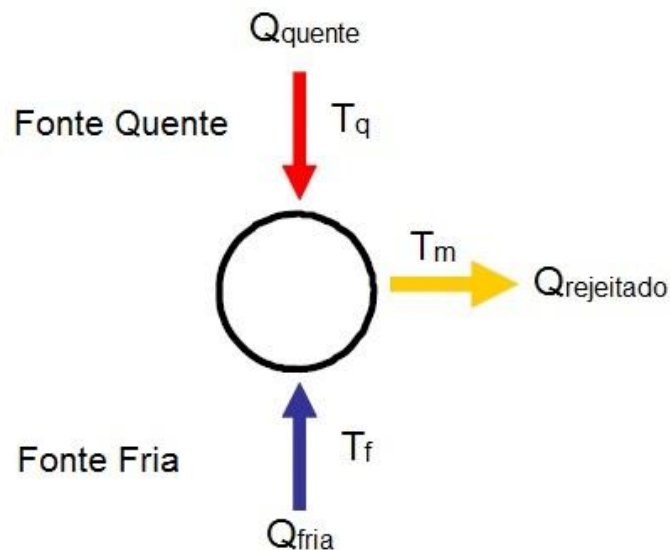


Figura 2: Esquema de processo de arrefecimento accionado termicamente

Os processos de arrefecimento que são accionados por uma fonte térmica operam essencialmente em três gamas de temperaturas. Do lado da fonte quente, é fornecido calor,  $Q_{\text{quente}}$  a uma temperatura  $T_q$ . No lado da fonte fria, é removido calor,  $Q_{\text{fria}}$ , produzindo o efeito de arrefecimento desejado a uma temperatura  $T_f$ . O calor retirado de ambas as fontes é rejeitado,  $Q_{\text{rejeitado}}$ , na fonte que se encontra a uma temperatura intermédia,  $T_m$ , normalmente associada à temperatura ambiente (WIEMKEN, 2008).

### 1.3 REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Os sistemas de refrigeração por absorção são economicamente interessantes quando existem formas de calor disponíveis a baixo custo. Esta energia térmica pode ser obtida a partir de diversas fontes, como por exemplo, da geotermia, energia solar ou então da forma mais comum, ou seja, do desperdício térmico de centrais de cogeração e trigeração e também de processos em que exista libertação de vapor a temperaturas elevadas. Outra solução existente passa pelo uso de uma caldeira a gás natural, quando este recurso estiver disponível a preços relativamente baixos, para fornecer calor ao sistema de absorção (CENGEL et al., 2006).

A refrigeração baseada no ciclo de absorção, tal como o nome indica, é um processo que envolve a absorção de um fluido. A absorção é um processo em que ocorre a extracção ou absorção de uma ou mais substâncias presentes na atmosfera ou numa mistura de fluidos, num processo em que ocorrem reacções físicas ou químicas ou então, ambas as reacções em simultâneo conforme menciona MILLER et al. (2006).

O processo de absorção é uma transferência de um fluido binário para um absorvente no estado líquido ou sólido. Este processo é semelhante à condensação no

sentido em que ocorre uma mudança de fase de um estado de vapor para uma fase líquida. Porém, a absorção necessita da existência prévia de uma fase condensada no absorvedor para que o processo de absorção ocorra. Esta absorção de vapor ocorre com a libertação de calor para o meio exterior.

No circuito de refrigeração existe uma mistura binária de fluidos, ou seja, uma mistura de dois fluidos, um refrigerante e um absorvente. O fluido absorvente, que em alguns sistemas pode ser um sal, tem como principal função absorver o fluido refrigerante. Durante o ciclo de absorção vão ocorrer vários processos de transferência de calor, nomeadamente o fornecimento de calor para o ciclo a alta temperatura, e a libertação de calor para o ambiente numa gama de temperaturas intermédias em alguns componentes do equipamento de refrigeração. Também vai ocorrer a absorção de calor a baixa temperatura, correspondente ao local onde sucede o processo de refrigeração. Os principais componentes mecânicos existentes nos sistemas de refrigeração por absorção são o gerador, o condensador, o evaporador, o absorvedor, a bomba, a válvula de expansão e o rectificador(PULITI, 2006).

Os equipamentos que adoptam esta tecnologia, usam principalmente os pares de amónia-água ( $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ), como par refrigerante e absorvente respectivamente, a solução água-brometo de lítio ( $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ ), ou como alternativa, água-cloreto de lítio ( $\text{H}_2\text{O}/\text{LiCl}$ ), sendo a água o fluido refrigerante nestes dois últimos casos. Estas duas últimas soluções são encontradas usualmente em equipamentos de ar condicionado, logo são mais indicados para sistemas de climatização, visto que as temperaturas atingidas são acima do ponto de congelação da água, ou seja, temperaturas superiores a  $0^\circ\text{C}$  em condições de pressão atmosférica normal. A primeira solução é indicada para refrigeração, ou seja, quando se pretendem obter temperaturas negativas, logo, abaixo de  $0^\circ\text{C}$ . Na Figura 3 encontram-se alguns tipos de chillers de absorção que utilizam a tecnologia do par água-brometo de lítio.



Figura 3: Chillers de absorção água-brometo de lítio de capacidades inferiores a 15 kW (WIEMKEN, 2008)

Na Figura 4 pode observar-se alguns equipamentos de refrigeração por absorção com capacidade de refrigeração inferior a 20 kW, que usam tecnologias distintas relativamente ao tipo de fluido refrigerante e absorvente utilizado.

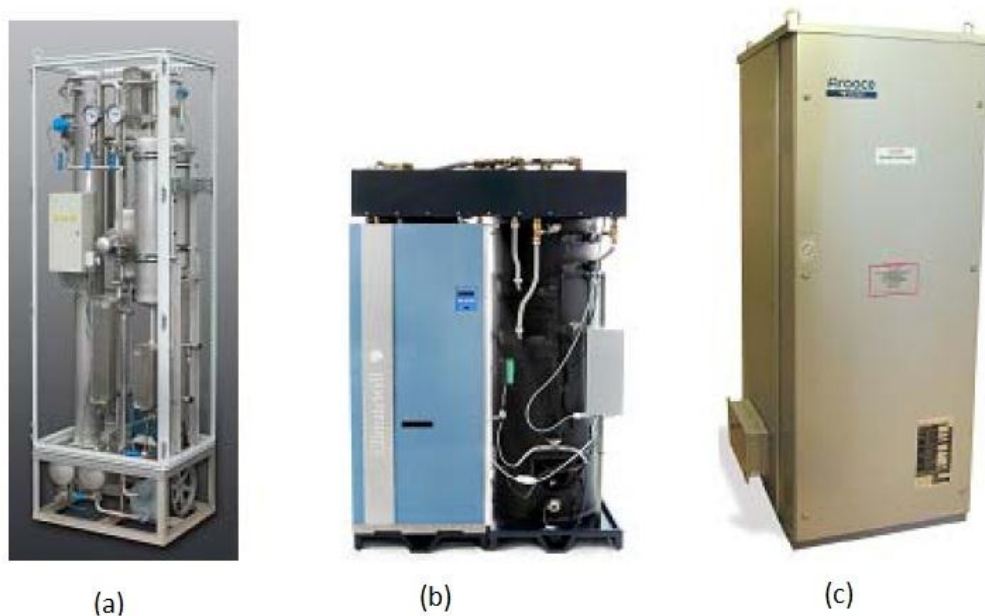


Figura 4: Exemplos de chillers de absorção : a) sistema amónia-água; b) sistema água-cloreto de lítio; c) sistema água-brometo de lítio (WIEMKEN, 2008)

Consoante o par de substâncias refrigerante e absorvente seleccionado, podem obter-se sistemas indicados para refrigeração ou climatização, de acordo com o efeito pretendido para o espaço a arrefecer (CENGEL et al., 2006).

O ciclo de absorção pode ser dividido em quatro processos principais, sendo dois caracterizados por trocas de calor e os restantes dois englobam simultaneamente trocas de calor e massa. Os processos são os seguintes:

- Vaporização de fluido refrigerante no evaporador
- Absorção do fluido refrigerante pela solução(mistura de substâncias) no absorvedor
- Separação dos componentes da mistura binária, fluido refrigerante e absorvente, no gerador, através da adição de calor até ocorrer a vaporização do fluido refrigerante
- Condensação do refrigerante no condensador

A Figura 5 mostra os dois dos principais processos que ocorrem num sistema de absorção, que é a vaporização do fluido refrigerante quando este retira calor do espaço a arrefecer e também o processo de separação do mesmo fluido refrigerante da mistura de fluidos, que ocorre no gerador.

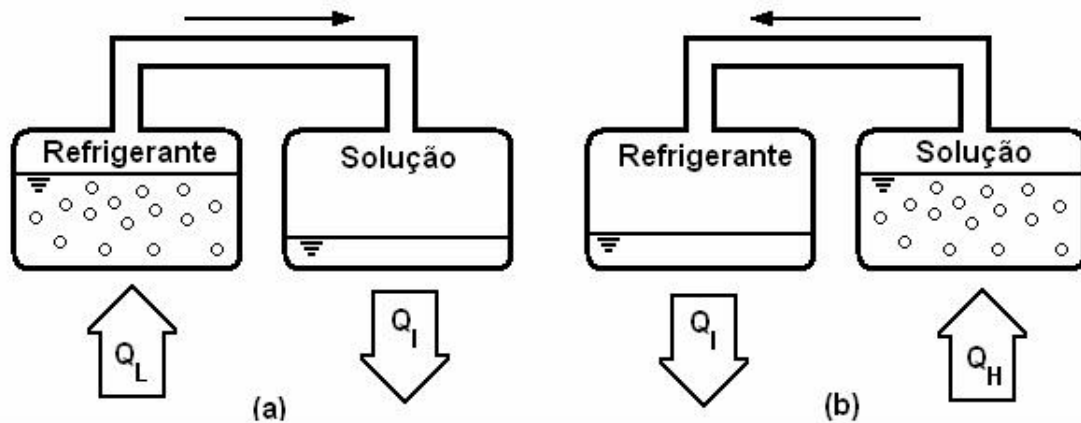


Figura 5: a) Processo referente ao efeito de refrigeração; b) Fornecimento de calor,  $Q_H$ , ao gerador que contém a solução

Um esquema referente ao funcionamento do sistema de refrigeração por absorção pode ser visualizado na Figura 6, que apresenta os principais componentes existentes nos equipamentos de absorção, assim como a disposição usual dos mesmos, relacionando qualitativamente a gama de temperaturas e pressões que os vários dispositivos atingem no ciclo de refrigeração. O esquema apresentado mostra um circuito simplificado deste tipo de ciclos de refrigeração.

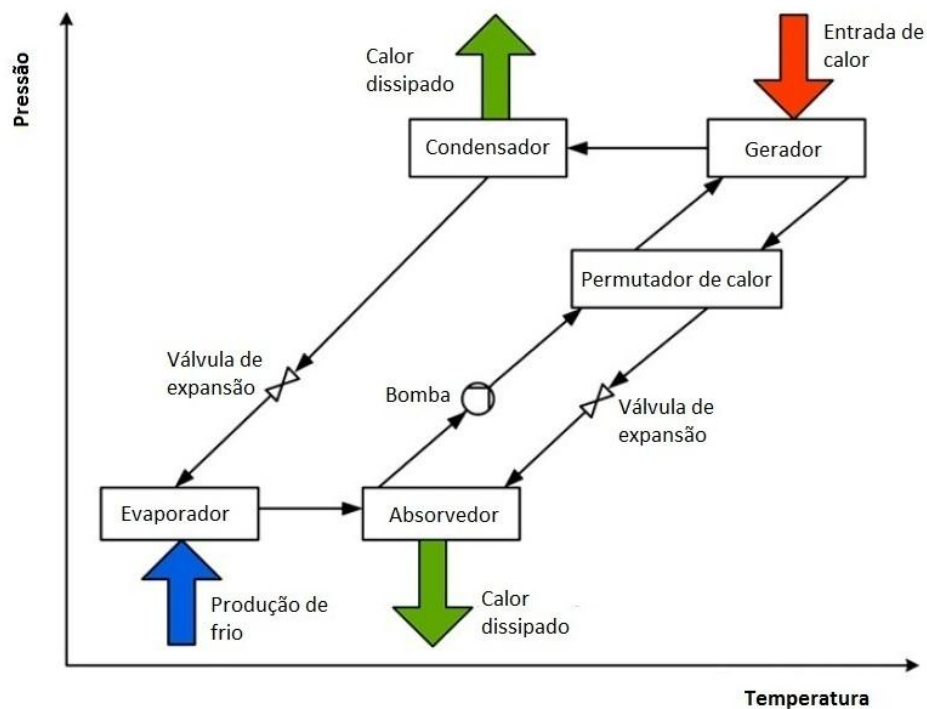


Figura 6: Representação esquemática do ciclo de refrigeração por absorção em função das temperaturas e pressões de funcionamento



## 1.4 REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

### 1.4.1 CICLO IDEAL

Os ciclos de refrigeração por compressão ideal de vapor podem ser analisados com recurso ao ciclo de Carnot, que consiste em dois processos isotérmicos reversíveis e dois isentrópicos. O ciclo de compressão de vapor, comparativamente ao ciclo de Carnot, considera que o fluido refrigerante está completamente vaporizado antes da compressão e a turbina usada no ciclo de Carnot é substituída por um tubo capilar ou válvula de expansão.

Atendendo à Figura 7, que apresenta um esquema correspondente a um ciclo ideal de compressão de vapor, podem-se analisar os pontos fundamentais do ciclo de compressão. No ponto 1, que representa a entrada do compressor, o refrigerante no estado de vapor saturado vai sofrer um aumento de pressão e de temperatura, num processo de compressão isentrópico. O refrigerante atinge o condensador no estado de vapor sobreaquecido, no ponto 2, libertando calor para as zonas envolventes. O fluido deixa o condensador no estado de líquido saturado, devido à libertação de calor para o meio envolvente que levou a uma diminuição da sua temperatura. Após a saída do condensador (ponto 3), o líquido saturado é obrigado a passar por uma válvula de expansão ou tubo capilar, sendo que neste processo vai haver uma diminuição de temperatura do refrigerante devido a uma queda brusca da pressão. O fluido, no ponto 4, encontra-se no estado de mistura bifásica, a baixa temperatura. No evaporador o refrigerante vai absorver o calor do meio envolvente, ocorrendo uma mudança de fase do fluido a uma temperatura constante. O refrigerante deixa o evaporador no estado de vapor saturado ou vapor sobreaquecido, voltando ao compressor para desta forma completar um ciclo de refrigeração completo (CENGEL et al., 2006).

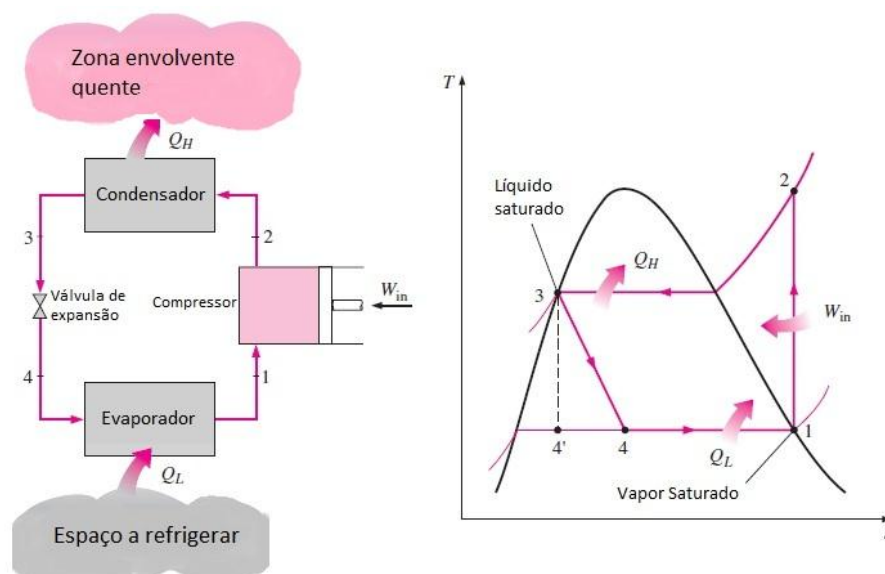


Figura 7: Esquema e diagrama T- s do ciclo ideal de compressão de vapor (CENGEL et al., 2006)



Na Figura 7 é possível visualizar um esquema e um diagrama do ciclo ideal de compressão de vapor, que relaciona a evolução do ciclo com a temperatura (T) e entropia (s). Outro tipo de diagrama frequentemente usado na análise destes sistemas é o diagrama P-h, ou seja, um gráfico que representa a evolução da pressão e entalpia. Esse gráfico, referente ao ciclo ideal de compressão de vapor, encontra-se caracterizado na Figura 8.

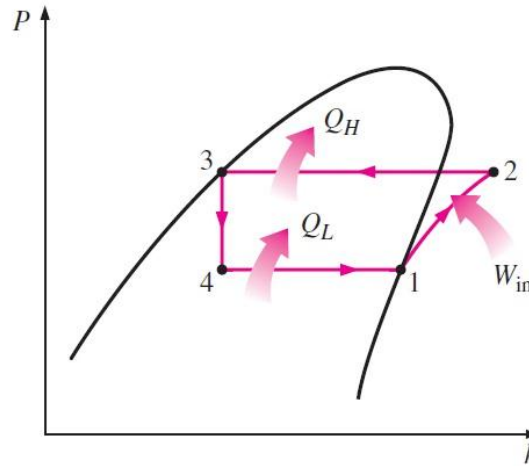


Figura 8: Diagrama P-h do ciclo ideal de compressão de vapor (CENGEL et al., 2006)

Todos os componentes associados à refrigeração por compressão ideal de vapor, são aparelhos de fluxo constante, logo o processo pode ser analisado em estado estacionário. As variações de energia cinética e potencial do fluido refrigerante são normalmente insignificantes em relação ao trabalho realizado e ao calor transferido, sendo usualmente desprezáveis. Considerando condições de estado estacionário, pode-se obter a expressão seguinte para o balanço energético do ciclo de refrigeração, numa base mássica (CENGEL et al., 2006).

$$(\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out}) + (\dot{W}_{in} - \dot{W}_{out}) = \dot{m}(h_{out} - h_{in}) \quad (1.1)$$

Os componentes, condensador e evaporador não realizam trabalho, e por outro lado, neste tipo de análise o comportamento do compressor pode ser aproximado por uma curva adiabática. O coeficiente de performance (COP) de equipamentos de refrigeração e de sistemas de bomba de calor podem ser expressos pelas seguintes equações, baseando a sua formulação pelo diagrama da Figura 8 (CENGEL et al., 2006):

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (1.2)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (1.3)$$

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (1.4)$$

$$COP_{Refrigeração} = \frac{Q_L}{W_{in}} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (1.5)$$

$$COP_{BombaCalor} = \frac{Q_H}{W_{in}} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)} \quad (1.6)$$

### 1.4.2 CICLO REAL

O ciclo real de refrigeração por compressão de vapor difere do ideal em vários pontos, sobretudo devido às irreversibilidades que ocorrem nos diversos componentes do circuito. Duas fontes de irreversibilidades comuns são o atrito e as perdas energéticas sob a forma de calor que ocorrem ao longo do circuito. O atrito é gerado pela resistência à circulação do fluido refrigerante provocada pelas paredes dos tubos de ligação entre os diversos componentes, assim como nos permutadores de calor do sistema. Ao longo do circuito também ocorrem perdas ou ganhos de calor, devido aos vários gradientes térmicos gerados ao longo dos diversos componentes dos equipamentos de refrigeração.

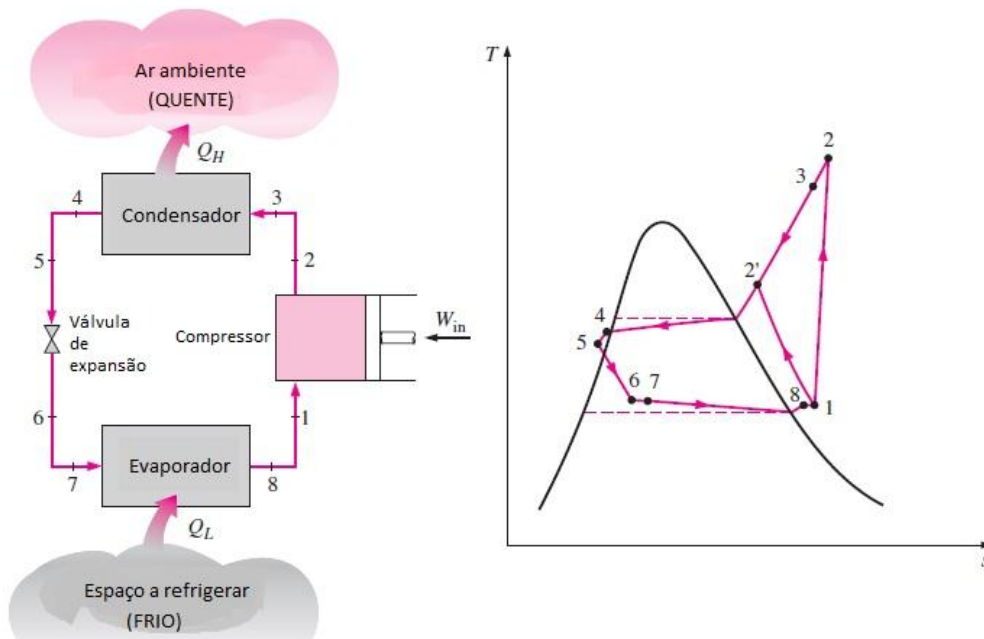


Figura 9: Esquema e diagrama T- s do ciclo real de refrigeração (CENGEL et al., 2006)

As irreversibilidades num ciclo real podem produzir algumas consequências e influenciar, por exemplo, o estado em que o fluido refrigerante sai do evaporador e chega ao compressor. No compressor é preferencial ter-se um fluido refrigerante no estado de vapor saturado mas, a influência das diversas irreversibilidades podem alterar o estado teórico espectável do fluido à saída do evaporador e contribuir para a degradação do

compressor. O estado do refrigerante à entrada do compressor é difícil de controlar, sendo usual sobredimensionar o sistema e ter à entrada do compressor vapor sobreaquecido, garantindo desta forma que o refrigerante está todo vaporizado no ponto 1. Desta forma elimina-se o problema de chegar algum fluido no estado líquido ao compressor que contribuiria para a degradação deste componente. Devido ao comprimento da ligação entre o evaporador e o compressor vão existir diversas perdas, tais como, as perdas de carga por atrito e as resultantes da transferência de calor para o fluido. As perdas de pressão ocorrem simultaneamente com um aumento de temperatura do fluido resultante da fricção causada pelo atrito. Estes dois factores conjugados contribuem para um aumento do volume específico do vapor, que por sua vez aumentam a potência requerida pelo compressor (CENGEL et al., 2006).

O funcionamento de um sistema de refrigeração por compressão pode ser resumido através dos seguintes pontos:

- O fluido refrigerante, no estado gasoso, passa pelo compressor onde vai ser comprimido;
- No condensador liberta-se calor para o meio ambiente, diminuindo a temperatura do fluido refrigerante;
- O fluido refrigerante expande ao passar no tubo capilar ou válvula de expansão, ocorrendo uma diminuição brusca da temperatura e pressão do mesmo fluido;
- No evaporador o refrigerante, no estado líquido, vai retirar calor do meio ambiente e promover a refrigeração do espaço, até vaporizar por completo;
- O fluido refrigerante, no estado gasoso, volta ao compressor completando uma volta ao circuito de refrigeração;

## 1.5 EVOLUÇÃO HISTÓRICA

O sistema de absorção foi patenteado em 1860 nos Estados Unidos da América, pelo francês Ferdinand Carré, conforme é referido por Stoecker e Jones (1985). A patente de Carré, consistia numa máquina de refrigeração por absorção que usava o par amónia e água, como fluidos refrigerante e absorvente respectivamente. Em 1913, o alemão Edmund Altenkirch iniciou uma investigação da máquina de refrigeração de Carré para compreender o seu funcionamento em termos das propriedades termodinâmicas. Outros trabalhos desenvolvidos, no início do século XX, pelo italiano Guido Maiuri, assim como, os estudos levados a cabo por dois estudantes, Baltzar Von Platen e Carl Gustav Munters, que patentearam uma máquina de refrigeração de funcionamento contínuo, contribuíram para o desenvolvimento na área da refrigeração. A patente deste sistema foi posteriormente adquirida pela Electrolux, que a utilizou para se projectar no mercado da refrigeração, através da venda de electrodomésticos (ABREU, 1999).

A Electrolux utilizou o sistema idealizado por Von Platen e por Gustav Munters, para aplicar o conceito em frigoríficos domésticos. O funcionamento do sistema baseava-se na lei das pressões parciais, ou Lei de Dalton, segundo a qual, a pressão total de um recipiente contendo mais do que um gás é igual à soma das pressões parciais de todos os gases (ABREU, 1999). Neste equipamento os fluidos operantes fundamentais eram a amónia, como fluido refrigerante, a água como absorvente e o hidrogénio como gás inerte.

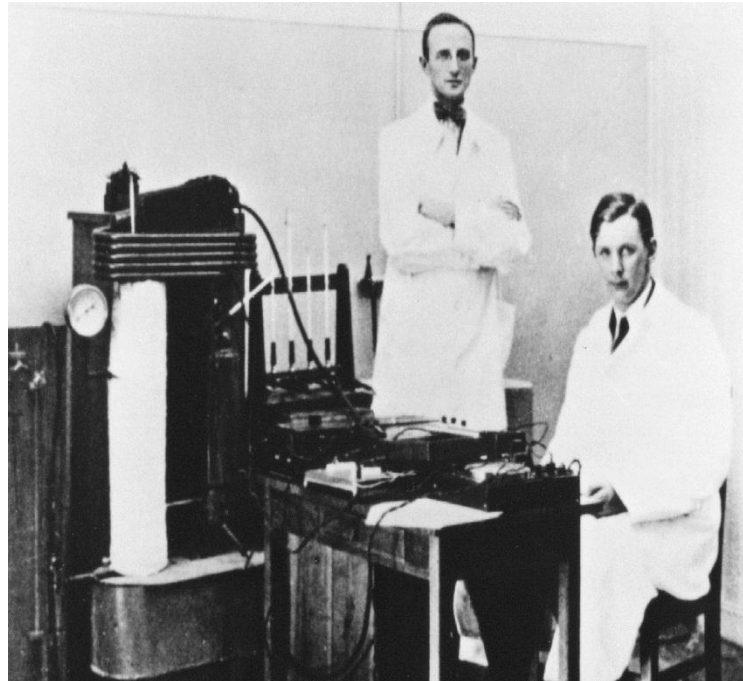


Figura 10: Von Platen e Munters junto do protótipo de refrigeração por absorção (ABREU, 1999)

Nos Estados Unidos da América, surgiram nos anos 40 do século 20, sistemas de absorção que utilizavam os pares água-brometo de lítio, em que a água funcionava como refrigerante e o sal, brometo de lítio, como absorvente. Este tipo de aparelhos baseados no ciclo de Carré modificado foi aplicado em sistemas de climatização, ou seja, em equipamentos de ar condicionado (STOECKER et al., 1985).

A evolução dos sistemas de absorção foi travada pela complexidade dos equipamentos que recorriam a esta tecnologia. Estes equipamentos apresentavam um custo inicial elevado comparativamente aos sistemas de refrigeração por compressão. Este factor associado ao preço relativamente baixo da energia eléctrica, não justificava o investimento na absorção, visto que os sistemas de refrigeração por compressão conseguiam ser mais competitivos devido ao seu baixo custo, logo tornaram-se a solução mais interessante (DORGAN et al., 1995).

Entre os anos de 1950 e 1960, tanto os chiller de compressão como os chiller de absorção eram usados em centrais de refrigeração. A crise de energia em 1973 provocou um aumento significativo do preço da mesma, sobretudo do gás natural e do petróleo.

Estes aumentos causaram uma preocupação, até então inexistente, em relação aos gastos energéticos. Porém, estes acontecimentos não incentivaram a utilização de sistemas de refrigeração por absorção, pois estes ainda careciam de algum desenvolvimento para se tornarem competitivos relativamente aos sistemas de refrigeração por compressão. Este facto levou a uma maior aposta na tecnologia de compressão de vapor para a produção de frio, nos anos posteriores. As necessidades energéticas dos anos 70 e 80 do século XX, também contribuíram para a substituição dos chillers de absorção pelos chillers de compressão, devido ao maior desenvolvimento desta última tecnologia (WANG, 2000).

Actualmente a tecnologia de absorção está muito mais evoluída, existindo chillers de duplo e triplo efeito, que permitem aumentar significativamente a eficiência da refrigeração, devido aos coeficientes de desempenho mais elevados.

## 1.6 OBJECTIVOS

O objectivo desta dissertação centra-se no desenvolvimento de um modelo de simulação de sistemas de refrigeração por absorção. Os modelos matemáticos do sistema serão desenvolvidos com auxílio da ferramenta de cálculo *Engineering Equation Solver* (EES): este *software* contém rotinas que permitem calcular facilmente as propriedades da mistura de substâncias, possui a capacidade de cálculo matemático para a resolução do conjunto de equações que descrevem o ciclo de refrigeração (KLEIN, 2006). No final pretende-se obter um modelo de simulação que através da introdução de alguns parâmetros de entrada calcule rapidamente valores como o coeficiente de desempenho (COP) expectável do sistema assim como, a capacidade de refrigeração ou a potência calorífica necessária para activar o processo. Este modelo deverá permitir uma análise rápida e intuitiva dos principais valores obtidos da simulação, de forma a perceber a viabilidade do sistema testado.

## 1.7 ESTRUTURA DA TESE DE DISSERTAÇÃO

Esta dissertação de mestrado está organizada em 12 capítulos principais, com diversos subcapítulos associados.

No **capítulo 1** é feita uma breve introdução ao trabalho desenvolvido, mostrando o enquadramento geral do estudo. Para além disso, é mostrada uma breve revisão histórica sobre evolução da refrigeração por absorção ao longo dos anos e o estado da tecnologia existente actualmente. Finalmente são descritos os principais objectivos desta tese, bem como os principais procedimentos usados para a simulação do sistema, assim como, os principais rumos seguidos no decorrer das simulações efectuadas.

No **capítulo 2** é feita uma revisão bibliográfica acerca dos estudos já realizados sobre a tecnologia de refrigeração por absorção, salientando-se os principais resultados e conclusões a que esses estudos chegaram.

O **capítulo 3** é reservado à metodologia seguida para a elaboração deste trabalho. São mencionados os principais passos tomados para se atingirem os objectivos propostos para esta dissertação.

No **capítulo 4** são indicadas as principais características e princípios de funcionamento dos sistemas de refrigeração por absorção, sendo também enunciados os principais componentes de um equipamento de refrigeração. Nesta secção indicam-se os diferentes tipos de sistemas de refrigeração por absorção existentes, distinguindo-se também os sistemas de absorção contínuos dos intermitentes.

No **capítulo 5** é descrita a metodologia de análise termodinâmica a sistemas de refrigeração, sendo apresentados modelos representativos deste tipo de ciclo de refrigeração. Por fim é demonstrada a análise de um processo termodinâmico envolvendo a mistura de fluidos, através de balanços energéticos e mássicos ao volume de controlo da mistura bifásica.

O **capítulo 6** é dedicado aos fluidos refrigerantes, na medida em que estes são parte integrante e fundamental de um sistema de refrigeração. O comportamento do sistema evolui consoante o fluido utilizado logo, para o dimensionamento deste tipo de sistemas é necessário considerar as várias hipóteses existentes para o mesmo. Neste capítulo são mencionadas as principais características e requisitos que um fluido refrigerante deve apresentar, assim como as limitações existentes nos refrigerantes actuais. São ainda apresentadas as principais normas de segurança inerentes ao manuseamento deste tipo de substâncias, que as classificam conforme a toxicidade e os perigos associados à sua utilização. Por fim o refrigerante natural, amónia, é alvo de um estudo mais aprofundado visto que, é o fluido utilizado nas simulações do sistema de refrigeração por absorção deste trabalho de dissertação.

No **capítulo 7** são distinguidas as duas principais tecnologias de absorção, que envolvem os pares de fluidos refrigerantes/absorvente, água/brometo de lítio e amónia/água. Por fim é indicada uma tecnologia emergente na área da refrigeração por absorção, que combina um sistema de absorção com a tecnologia solar, nomeadamente na utilização de colectores solares térmicos, para produzir calor e desta forma accionar o ciclo de refrigeração por absorção. Esta tecnologia denomina-se por refrigeração solar.

O **capítulo 8** é dedicado à modelação do sistema de absorção. São desenvolvidas as expressões matemáticas que modelam o sistema de refrigeração por absorção e que obedecem à análise termodinâmica de cada componente do circuito. Devido à existência de irreversibilidades, a modelação apresenta algumas simplificações, comparativamente aos sistemas reais. Ainda nesta secção é descrita uma metodologia de optimização dos resultados obtidos através das simulações efectuadas.

No **capítulo 9** são apresentados e discutidos os resultados referentes aos diversos casos simulados. São ainda apresentados os resultados obtidos para diversas configurações optimizadas do sistema de refrigeração por absorção. Estas medidas de optimização propostas e simuladas permitiram perceber e aferir qual o caminho indicado para evoluir este tipo de sistemas.

No **capítulo 10** são indicadas as principais conclusões obtidas com este trabalho de dissertação, assim como, são elaboradas algumas sugestões sobre possíveis trabalhos futuros que complementem os resultados obtidos nesta dissertação.

O **capítulo 11** apresenta as referências das obras consultadas e citadas ao longo do estudo, desenvolvimento e escrita deste trabalho de dissertação.

O **capítulo 12** é referente à última secção deste trabalho e corresponde aos Anexos. Esta secção engloba alguns dados, sobre a forma de tabelas, utilizados para a realização de alguns cálculos e simulações dos diversos modelos dos casos apresentados. São ainda apresentados os esquemas relativos ao modelo desenvolvido e utilizado como ferramenta auxiliar no programa (EES).





## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Em 1860, o francês Ferdinand Carré criou um sistema de refrigeração por absorção que usava o amoníaco como fluido refrigerante e a água como absorvente, patenteando o seu sistema nos Estados Unidos da América. Através do modelo de Carré foram desenvolvidos equipamentos frigoríficos para conservação de alimentos, produção de gelo para além de outras aplicações na indústria que necessitavam de produzir frio.

Passado quase um século, a tecnologia continuou a ser uma opção viável na área da refrigeração, embora tenham surgido novos desenvolvimentos nomeadamente quanto às substâncias usadas nestes equipamentos. Têm surgido diversos estudos na área da refrigeração por absorção, os quais têm procurado encontrar novas soluções que melhorem o coeficiente de performance do ciclo, através do estudo de todos os parâmetros que influenciam o desempenho do sistema. Factores tais como, as temperaturas de operação e as concentrações do fluido refrigerante entre outros, são algumas das variáveis que podem influenciar o desempenho do sistema.

No laboratório de ar-condicionado e refrigeração (LaAr) da universidade de Brasília, têm-se desenvolvido estudos sobre a refrigeração por absorção. Desde 2002, alguns projectos de graduação têm-se debruçado sobre este tipo de sistemas. SANTOS et al. (2007) desenvolveram, em conjunto, um projecto de uma bancada experimental para a realização de estudos sobre a refrigeração por absorção. A metodologia seguida envolveu uma modelação matemática do ciclo de absorção para posterior simulação do sistema e obtenção dos dados necessários para o dimensionamento e selecção dos componentes necessários para a construção de uma bancada de ensaio sobre este tipo de equipamentos (SANTOS et al., 2007).

Vários artigos publicados procuram soluções optimizadas em diversas vertentes dos sistemas de absorção, como por exemplo no trabalho realizado por KANG et al.(2000), onde foram comparados os ciclos de absorção de amónia-água com o de água-brometo de lítio, para se encontrarem as temperaturas ideais de funcionamento do ciclo.

FLORIDES et al.(2003) desenvolveram uma metodologia que tornava possível a avaliação do desempenho de um sistema de refrigeração por absorção, através da análise individual de cada componente do equipamento. Foram apresentadas análises teóricas através de balanços mássicos e energéticos, sendo o estudo completado através da simulação de variações de alguns parâmetros tais como, o caudal no absorvedor, as temperaturas no gerador e as concentrações da solução. Por fim os autores complementaram o estudo teórico através da construção de uma unidade de refrigeração, tornando possível a comparação dos resultados obtidos por simulação com os obtidos experimentalmente.

ADEWUSI et al. (2004) utilizaram a segunda lei da termodinâmica para analisar o desempenho dos ciclos de refrigeração por absorção de amónia, de simples e duplo efeito. Através da modelação do sistema e das simulações efectuadas ao mesmo, os autores analisaram a variação de entropia em cada componente e calcularam as

propriedades dos fluidos para diferentes condições de trabalho. Os principais resultados obtidos mostraram que o sistema de absorção com ciclo de duplo efeito permite obter um COP superior ao do sistema com ciclo de simples efeito. Os autores também verificaram que o valor de geração de entropia no ciclo de absorção de duplo efeito era superior ao do ciclo de simples efeito.

EZZINE et al. (2004) modelaram o sistema de refrigeração por absorção para posterior simulação, com base na segunda lei da termodinâmica. A simulação permitiu calcular as propriedades do fluido utilizado nos diversos pontos do ciclo, assim como, determinar a quantidade de calor trocado nos diversos equipamentos e o respectivo trabalho realizado pelo sistema. A análise através da segunda lei da termodinâmica permitiu aos autores encontrarem os componentes do circuito que apresentavam as maiores irreversibilidades para deste modo identificarem quais os pontos em que se poderia actuar de forma melhorar a eficiência energética do chiller de absorção.

PIMENTA et al.(2004) apresentaram o estudo de um sistema compacto de refrigeração por absorção de simples efeito aplicado num veículo com motor de combustão interna. Este sistema iria aproveitar o calor gerado pelos gases resultantes da combustão e que são expelidos pelo escape a uma temperatura elevada. O estudo centrou-se na análise de viabilidade para aplicação de um sistema de refrigeração por absorção, que utilizaria os gases quentes da combustão como fonte de energia para o ciclo de refrigeração, e deste modo conseguir garantir uma capacidade de refrigeração suficiente um veículo frigorífico de pequena capacidade.

As alterações climáticas levaram à realização de alguns tratados, como é o exemplo do Tratado de Quioto, que impôs restrições nas emissões de poluentes para a atmosfera, nomeadamente nas emissões de gases de efeito estufa. Estas imposições passaram também pelo aumento da eficiência de processos industriais, assim como pela adopção de tecnologias com menor impacto ambiental. Esta realidade afectou seriamente os sistemas de refrigeração visto que, muitos fluídos refrigerantes usados nestes equipamentos foram banidos devido às suas características que os tornavam nocivos para o meio ambiente. Foi neste sentido que surgiram estudos na área da refrigeração onde, diversos autores procuraram novos conceitos ou alternativas para implementar nos sistemas de frio. Nos anos 80 foram estudadas várias soluções na área da refrigeração solar nomeadamente, sistemas de ar condicionado auxiliados por uma fonte solar, conforme mencionado em algumas publicações sobre estas tecnologias (LAMP et al., 1998).

Vários autores mencionam a tecnologia de refrigeração solar, na qual se combinam sistemas de aproveitamento solar com a de produção de frio. Entre as tecnologias emergentes destacam-se a conjugação de colectores solares térmicos, com vários sistemas de refrigeração nomeadamente, na absorção e adsorção, em sistemas dissecantes, assim como em sistemas de ar-condicionado (FAN et al., 2007). Ainda na área da refrigeração solar, alguns estudos realizados demonstram a eficiência energética e a viabilidade económica obtida para este tipo de soluções. Algumas comparações efectuadas mostraram que os sistemas de absorção são mais interessantes que os de adsorção, pois os primeiros são mais baratos e menos volumosos apesar de ambos apresentarem desempenhos semelhantes (KIM et al., 2008b).

KIM et al.(2008a) apresentaram um modelo capaz de descrever o comportamento de ciclos de absorção permitindo, através da introdução de alguns parametros efectuar uma simulação rápida do sistema. Para criarem o modelo os autores basearam-se numa modelação termodinâmica dos componentes do ciclo de absorção de simples efeito na qual utilizaram algumas simplificações nomeadamente a consideração de operação em estado estacionário. Os autores obtiveram uma configuração que permitia uma rápida análise ao sistema. Por fim simularam várias situações, alterando os fluidos de operação, ou seja, os fluidos refrigerante e absorvente, de forma a avaliarem a aproximação do modelo aos casos reais.

PRATIHAR et al. (2010) simularam um sistema de refrigeração por absorção, que usava o par amónia e água, respectivamente como fluídos refrigerante e absorvente. Este sistema era utilizado para produzir água fria para alimentar um sistema de climatização. Os autores simularam várias configurações do sistema para encontrarem uma solução otimizada que maximizasse o COP do ciclo de refrigeração. Os autores chegaram à conclusão que fixando um pequeno caudal da solução fraca e aumentando o tamanho do permutador de calor da solução entre 10 a 30% permitiria aumentar até 16% o desempenho do sistema. Por fim compararam os resultados obtidos, com um sistema de refrigeração por compressão de vapor que usava o refrigerante R-22.

LIN et al.(2011) investigaram o ciclo de absorção de amónia de dois estágios para aplicar num sistema de refrigeração solar. Foram estudados os vários componentes, desde condensador arrefecido a ar, passando pela modelação matemática do absorvedor de dois estágios arrefecido a ar. Consideraram na sua análise os processos de transferência de calor e massa em simultâneo. Obtiveram valores de COP de 0,34 usando uma fonte térmica de baixa temperatura. Por fim os autores sugerem uma configuração para um chiller de baixa capacidade, 5 kW, demonstrando a viabilidade da aplicação deste tipo sistema para a refrigeração com apoio solar.



### 3. METODOLOGIA

O primeiro passo realizado no presente trabalho envolveu uma pesquisa intensa sobre o estado da arte dos sistemas de refrigeração por absorção. Para se atingirem os objectivos propostos para o trabalho foram realizadas formulações para descrever com a maior aproximação possível o funcionamento do ciclo de refrigeração por absorção. A modelação termodinâmica dos vários componentes do sistema foi elaborada através da análise em termos energéticos e mássicos, recorrendo a balanços dos volumes de controlo de cada componente do sistema de absorção.

Após a modelação matemática do sistema de absorção, foi utilizada uma rotina existente no programa EES, *Engineering Equation Solver* (KLEIN, 2006), para o cálculo das propriedades termodinâmicas da mistura de fluidos, desenvolvida por IBRAHIM et al. (1993). O procedimento de cálculo das propriedades da mistura de substâncias encontra-se descrito de forma detalhada no capítulo 8.

Conhecendo as propriedades termodinâmicas e através do código desenvolvido, que complementa a rotina existente no EES, calculam-se todos os parâmetros relevantes do sistema de refrigeração por absorção, tais como o COP, a potência de refrigeração, a eficiência da refrigeração e as trocas de calor nos diversos componentes do sistema.

Foram definidos alguns parâmetros de entrada tais como, as temperaturas de funcionamento do ciclo e o caudal do fluido refrigerante, entre outros valores de entrada. Para além disto, assumiram-se alguns pressupostos que permitem uma análise mais simplificada ao sistema de absorção modelado.

Foram desenvolvidos inicialmente 3 sistemas de refrigeração por absorção de simples efeito, com a inclusão de permutadores de calor que permitem um reaproveitamento interno do calor do sistema:

- Sem permutador de calor da solução
- Com permutado de calor da solução (SHX)
- Com permutador de calor de solução (SHX) e do refrigerante (CEHX)

Os 3 sistemas iniciais foram analisados através das simulações efectuadas para verificar qual deles apresentava um desempenho e eficiência mais elevada. Após esta análise inicial foram simuladas algumas soluções alternativas, através da variação de alguns parâmetros de entrada, para encontrar uma configuração otimizada para o sistema de refrigeração modelado inicialmente.



## 4. REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Neste capítulo vão-se distinguir as principais características dos sistemas de refrigeração por absorção, sendo mencionados os diversos componentes existentes numa máquina frigorífica de absorção. Também vão ser referidas as principais diferenças entre os sistemas de refrigeração de absorção e compressão. Neste contexto serão indicadas as principais vantagens e desvantagens de cada um dos sistemas.

### 4.1 BOMBA DE CALOR

A bomba de calor é um equipamento térmico que baseia o seu funcionamento de acordo com um ciclo termodinâmico. Este equipamento permite transferir energia sob a forma de calor de uma fonte a baixa temperatura para outra a temperatura mais elevada. Para a transferência de calor ocorrer é necessária a existência de um equipamento que promova a troca de calor visto que esta não ocorre de forma espontânea. A energia necessária para este tipo de equipamentos pode ser adicionada sob a forma de trabalho ou calor (HEROLD et al., 1996).

De acordo com a segunda lei da termodinâmica, pode citar-se a seguinte declaração (HEROLD et al., 1996) :

*“É impossível para qualquer sistema operar de forma que o resultado final seja apenas a transferência de energia, sob a forma de calor, de um corpo frio para um corpo quente.”*

A de fonte de energia disponível para o sistema, calor ou trabalho, influencia o tipo de tecnologia necessária para o sistema do com a configuração de bomba de calor.

Conforme mencionado no primeiro capítulo desta dissertação, a tecnologia em estudo é a refrigeração por absorção. A principal característica que distingue esta tecnologia da usada nos sistemas de compressão de vapor está no tipo de energia utilizada e na forma como esta é fornecida ao sistema. A principal forma de energia num sistema de absorção é a energia térmica, sendo apenas uma das tecnologias que são accionadas por este tipo de fonte energética. Outras tecnologias tais como, a adsorção, o ciclo de *Stirling*, os ciclos ejector e magnéticos, também utilizam o calor como fonte energética para accionarem os sistemas de produção de frio (HEROLD et al., 1996).

### 4.2 CICLO DE ABSORÇÃO

Os equipamentos de absorção têm grandes vantagens em relação aos de compressão, no sentido em que a principal fonte de energia é o calor e não a energia eléctrica como acontece nos sistemas de compressão. Sendo o calor a principal fonte de

energia e se esta for obtida a partir do calor rejeitado por outros processos industriais, o sistema de absorção torna-se bastante interessante sob o ponto de vista energético e financeiro.

Outra vantagem dos sistemas de absorção reside no facto destes poderem utilizar fluidos refrigerantes que não são nocivos ao meio ambiente. Uma outra característica positiva dos equipamentos de absorção está explícita no baixo nível de manutenção requerida por estes sistemas. Este facto deve-se ao baixo número de componentes móveis sendo que, em grande parte dos casos a lubrificação dos componentes, como por exemplo da bomba de recirculação da solução, é levada a cabo pelo próprio fluido refrigerante (HEROLD et al., 1996).

### 4.3 CHILLERS – COMPRESSÃO E ABSORÇÃO

Um chiller, tal como mencionado anteriormente, é uma máquina frigorífica que tem como função arrefecer um fluido, que posteriormente pode ser utilizado em diferentes tipos de aplicações. Este efeito é obtido através do processo cíclico de refrigeração, no qual, o fluido refrigerante vai circular sofrendo algumas interações, desde mudanças temperatura e pressão, até se obterem as temperaturas indicadas para a produção de frio.

Os dois principais tipos de chiller são:

- Chiller de compressão
- Chiller de absorção

Os chillers de compressão utilizam um compressor mecânico, usualmente accionado por um motor eléctrico, para aumentar a pressão no circuito do sistema. A desvantagem deste processo reside no relativamente elevado consumo energético do compressor mecânico.

Existem vários factores de distinção entre o funcionamento dos chillers de absorção e os chillers de compressão. No primeiro sistema o princípio de funcionamento básico baseia-se num processo químico de absorção de um fluido. Para o sistema funcionar é necessários a utilização de uma bomba de pequena capacidade para fazer circular os fluidos operantes do sistema. Os chillers de absorção têm a capacidade para produzir água gelada a partir de uma fonte de calor, utilizando para tal uma solução de um sal num processo termoquímico de absorção, em que a água é o fluido refrigerante, ou então utilizando outras combinações de fluidos em que a água pode funcionar como fluido absorvente, como por exemplo, quando as substâncias utilizadas forem a amónia e a água. Na tecnologia de absorção podem-se distinguir chillers que apresentem funcionamentos distintos. Os chillers de absorção subdividem-se em dois tipos principais:

- Chiller de absorção de queima directa
  - Simples efeito
  - Duplo efeito



- Chiller de absorção de queima indirecta

- Simples efeito
- Duplo efeito

A Figura 11 mostra a configuração típica de um chiller de absorção de duplo efeito e de queima directa.

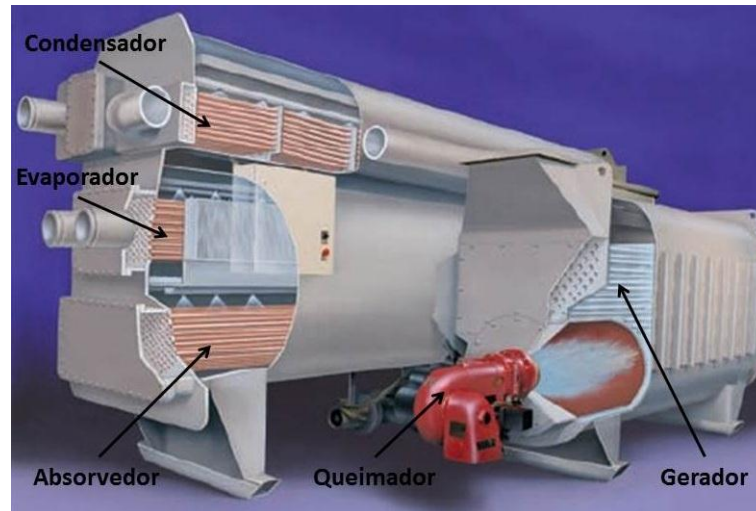


Figura 11: Chiller de absorção de duplo efeito e de queima directa (WHITMAN et al., 2008)

Na primeira configuração, chiller de queima directa, o calor necessário para o processo é obtido queimando directamente um combustível, tipicamente gás natural.

No chiller de queima indirecta, o calor necessário é fornecido tipicamente na forma de vapor a baixa pressão, água quente ou através de outros processos que forneçam calor ao gerador do chiller. A Figura 12 representa um equipamento de refrigeração de duplo efeito e de queima indirecta.

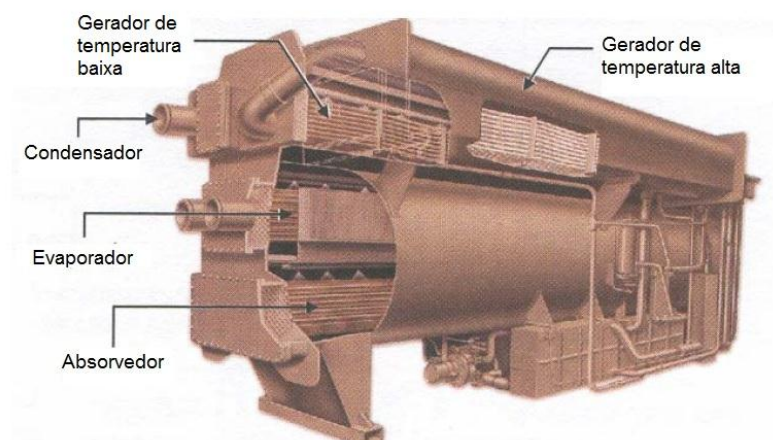


Figura 12: Chiller de absorção de duplo efeito e queima indirecta (WHITMAN et al., 2008)

Os chillers de absorção são muitas vezes integrados em sistemas de cogeração, de forma a permitir o aproveitamento do calor que noutras circunstâncias seria desperdiçado. O chiller de absorção de queima indirecta que utiliza a água quente como fonte de calor representa o tipo de chiller mais apropriado para a integração em sistemas de micro-cogeração, já que estes sistemas produzem água quente a temperaturas adequadas para este tipo de chillers (ALTHOUSE et al., 2004). Existem essencialmente dois tipos distintos de chillers de absorção de queima indirecta:

- Sistemas onde o fluido refrigerante é a amónia e o fluido absorvente é a água: estes sistemas representam um investimento relativamente elevado, sendo normalmente aplicados apenas em instalações que necessitam de uma grande capacidade de refrigeração.

- Sistemas onde o fluido refrigerante é a água e o absorvente é o brometo de lítio: representa o sistema mais utilizado nos casos de integração com sistemas de micro-cogeração, devido essencialmente a uma melhor relação entre o seu custo e a sua eficiência energética.

Para sistemas de absorção de simples efeito, a temperatura exigida há fonte de calor situa-se normalmente acima dos 85 [°C] e abaixo dos 130 [°C]. Os valores típicos para o COP destes sistemas estão compreendidos entre 0,6 e 0,8. Os equipamentos de absorção de duplo efeito, com dois geradores, exigem temperaturas da fonte quente superiores a 140°C, podendo atingir valores de COP superiores a 1, ou seja, obtêm-se um desempenho superior ao do sistema de simples efeito.

Recentemente têm surgido no mercado novos *chillers* na gama das pequenas e médias capacidades. De um modo geral, são projectados para operarem com temperaturas de funcionamento indicadas para climatização e têm capacidades de produção de frio entre os 4,5 [kW] e os 20 [kW]. Em acréscimo aos tradicionais fluidos de trabalho H<sub>2</sub>O/LiBr, também são agora aplicados H<sub>2</sub>O/LiCl e NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O. A aplicação da amónia como refrigerante é relativamente nova em sistemas de arrefecimento de edifícios, na medida em que esta tecnologia era predominantemente utilizada na refrigeração industrial, ou seja, para temperaturas abaixo de 0 [°C] e para sistemas de elevada capacidade de refrigeração. Uma vantagem deste tipo de chiller está especialmente evidenciada em aplicações onde seja necessário atingir temperaturas bem abaixo do ponto de congelamento da água, ou seja, abaixo dos 0 [°C] (WHITMAN et al., 2008).

Para uma revisão mais detalhada sobre as diversas tecnologias existentes na refrigeração por absorção recomenda-se a leitura de outras obras, nomeadamente o trabalho realizado por SRIKHIRIN et al.(2001), o qual explora as soluções existentes nesta área.

## 4.4 SISTEMAS DE ABSORÇÃO – PRINCÍPIOS

Os sistemas de refrigeração que usam a absorção distinguem-se dos sistemas de compressão basicamente pelo facto do primeiro necessitar fundamentalmente de energia térmica e o segundo de energia mecânica para funcionarem. No sistema de absorção é necessária energia, sobre a forma de calor, para seja possível accionar o ciclo termodinâmico. Por sua vez, num ciclo de compressão de vapor é necessária energia eléctrica para alimentar um compressor mecânico, para este comprimir o fluido refrigerante, aumentando a sua pressão e temperatura, e desta forma activar o funcionamento do sistema.

Os chillers que funcionam segundo o princípio de absorção têm componentes semelhantes aos chillers de compressão de vapor. Em ambos os equipamentos ocorre a absorção de calor no evaporador por parte do fluido refrigerante que se encontra a baixa temperatura. O espaço onde se encontra o evaporador vai cedendo calor, ou seja, vai arrefecendo até que o fluido refrigerante vaporize por completo. Este processo permite arrefecer o espaço a climatizar ou refrigerar. No condensador ocorre uma libertação de calor para o exterior e o fluido condensa, ou seja, passa do estado gasoso para o estado líquido.

Na sua configuração mais simples, um equipamento de absorção possui um gerador, um condensador, válvulas de expansão, uma bomba, um evaporador e um absorvedor. No ciclo de absorção, a compressão de vapor de refrigerante é efectuada pelo conjunto absorvedor, bomba e gerador, que promovem uma compressão termoquímica substituindo o compressor dos sistemas de compressão de vapor.

O ciclo de absorção funciona basicamente entre duas pressões diferentes, uma alta e outra baixa, que correspondem respectivamente à pressão de condensação e à pressão de vaporização. É usual definirem-se três gamas temperaturas de operação de uma máquina frigorífica: uma temperatura intermédia, que é igual à temperatura ambiente, uma temperatura alta, para a temperatura do calor fornecido ao gerador e uma temperatura baixa no evaporador, que corresponde à temperatura de refrigeração.

A mistura de fluidos baseia-se num par refrigerante e absorvente, sendo que como o próprio nome sugere, o primeiro fluido funciona como refrigerante e o segundo vai ter como função absorver o fluido refrigerante. Existem diversos tipos de pares de refrigerante/absorvente, sendo os pares mais usados, a amónia/água e o par água/brometo de lítio. Existem outras combinações de fluidos, que serão indicadas posteriormente. Os sistemas de absorção também podem distinguir-se conforme o tipo de fonte de calor que usam e a forma como o calor é fornecido (ALTHOUSE et al., 2004).

A Figura 13 mostra um esquema em que estão representados os principais componentes e as respectivas ligações típicas dos vários elementos de um chiller de absorção.

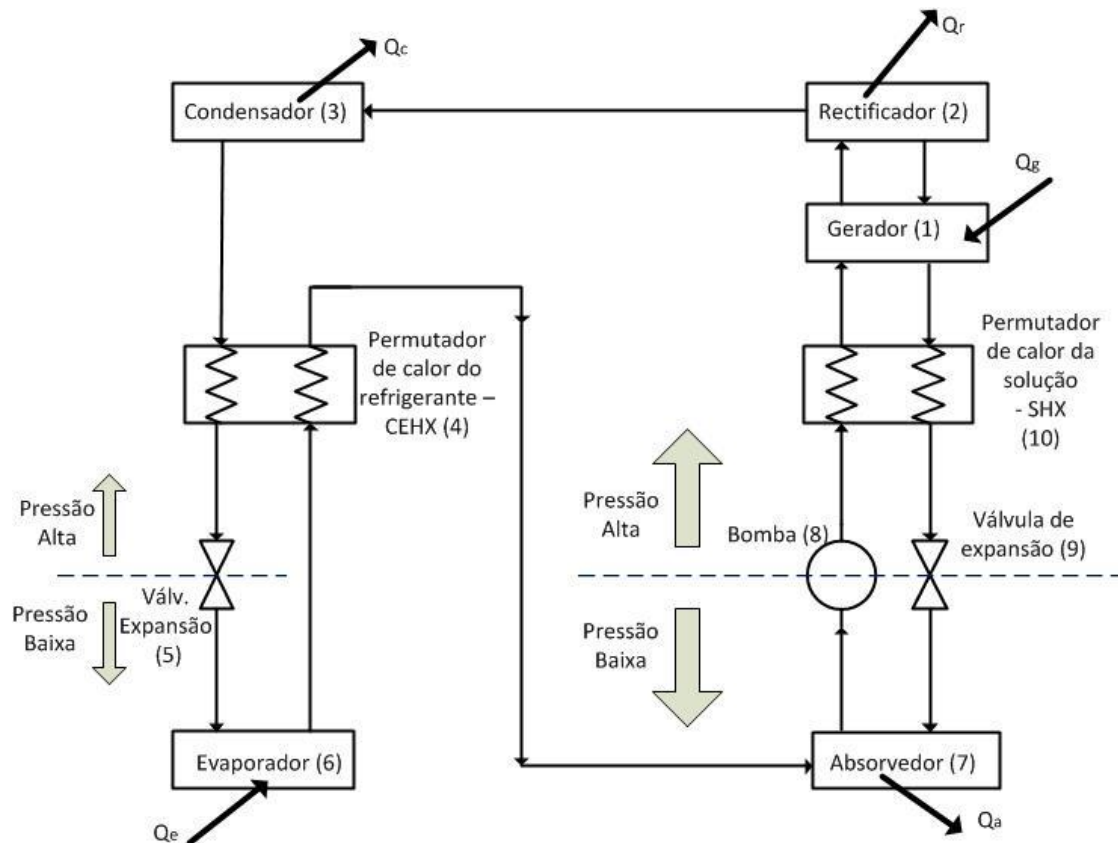


Figura 13: Representação esquemática dos principais componentes de um chiller de absorção

A função dos elementos fundamentais de um chiller de absorção vai ser descrita neste capítulo, porém também é necessário perceber a forma como estes componentes são implementados e a sequência de operação de um ciclo completo do sistema de absorção.

ASHRAE (2006) e PULITI (2006), entre outros autores, descrevem o funcionamento do ciclo de refrigeração por absorção, explicando a função dos principais componentes do sistema e explicitando a sequência dos diversos pontos ao longo do ciclo.

De acordo com a Figura 13 e a respectiva numeração, podem-se distinguir os seguintes elementos:

1. Gerador
2. Rectificador
3. Condensador
4. Permutador de calor do refrigerante
5. Válvula de expansão
6. Evaporador
7. Absorvedor
8. Bomba
9. Válvula de expansão da solução
10. Permutador de calor da solução

Iniciando a análise do ciclo no gerador(1), constata-se que é fornecido calor,  $Q_g$ , a este componente, que é utilizado para aquecer a solução no seu interior. O aquecimento desta mistura tem como finalidade promover a vaporização do fluido refrigerante, separando-o da substância absorvente, a água. Devido ao processo de evaporação, a concentração de refrigerante no gerador diminui, obtendo-se uma solução diluída. Esta solução diluída retorna ao absorvedor passando por um permutador de calor da solução (10) que tem como função pré-aquecer a solução que vai entrar no gerador. A solução diluída que sai do gerador, no estado líquido, passa ainda pela válvula de expansão (9) que diminui a pressão do fluido antes deste chegar ao absorvedor (7).

O vapor de refrigerante produzido no gerador passa por um rectificador (2), que elimina a quantidade residual de fluido absorvente que evapora em conjunto com o fluido refrigerante no gerador (1). Este processo de refinação permite que o vapor de refrigerante chegue ao condensador (3) num estado de pureza superior, teoricamente muito perto dos 100%. No condensador o refrigerante, no estado gasoso, liberta calor para o meio ambiente até condensar, ou seja, até atingir o estado líquido. Esta troca de calor é potenciada através de um circuito de arrefecimento a água ou a ar, com auxílio de ventilação forçada.

O fluido passa pelo permutador de calor do refrigerante (4) seguindo para a válvula de expansão (5). Nesta válvula ocorre uma redução brusca de pressão e de temperatura. O refrigerante chega ao evaporador (6), onde o diferencial de temperatura em relação ao meio a refrigerar permite a absorção de calor. O fluido refrigerante, circulando por uma serpentina de um permutador de calor a baixa pressão e temperatura, retira calor do ambiente em que está inserido até vaporizar por completo. Esgotada a capacidade de arrefecimento, o vapor de refrigerante chega ao absorvedor (7) no estado de vapor sobreaquecido. O vapor de refrigerante vai ser absorvido pela solução binária que se encontra no absorvedor, até ao limite de saturação da mesma. Este processo de absorção ocorre com libertação de calor para o meio ambiente e tal como no condensador, a troca de calor pode ser potenciada com o auxílio de ventiladores ou com um sistema de arrefecimento a água. Por fim a solução é impulsionada pela bomba (8), que eleva a pressão do sistema criando um diferencial de pressão e assegurando o funcionamento do sistema através da circulação dos fluidos.

## 4.5 COMPONENTES DOS CHILLERS DE ABSORÇÃO

Os chillers de absorção são constituídos por diferentes equipamentos, sendo grande parte desses componentes permutadores de calor, que têm diferentes características e funções.

### 4.5.1 GERADOR

Conforme mencionado anteriormente, os chiller de absorção necessitam de uma fonte de calor para funcionarem.

Os geradores de queima indirecta são permutadores de calor, normalmente do tipo casco e tubo, onde a mistura de fluido refrigerante e absorvente pode ser pulverizada sobre o exterior dos tubos, ou então estes podem encontrar-se mergulhados na solução. Neste tipo de componentes existe um fluido a temperatura elevada que circula no interior dos tubos, transmitindo calor para a solução através das paredes dos tubos do permutador.

Os geradores de queima directa consistem num arranjo que engloba uma câmara de combustão e um conjunto de tubos, onde circula a mistura binária de refrigerante e absorvente. O calor resultante da queima do combustível, aquece as paredes dos tubos da serpentina do permutador de calor, onde circula a solução, que por sua vez é aquecida até à ebulição. O vapor resultante deste processo passa pelo rectificador, que irá promover o aumento da concentração do refrigerante pois o remanescente do fluido absorvente acaba por condensar e retornar ao gerador. A solução diluída e com forte capacidade de absorção volta ao absorvedor para a captar novamente o vapor de refrigerante proveniente do evaporador (ASHRAE, 2006 -b).

#### 4.5.2 RECTIFICADOR

O rectificador recebe o fluido sob a forma vapor vindo do gerador. Este componente tem como função principal separar quantidades residuais de fluido absorvente existente no vapor que se formou no gerador. Esta separação permite que a substância que segue para o condensador seja praticamente pura, ou seja, fluido refrigerante sem qualquer impureza. No caso dos sistemas de absorção amónia-água, o rectificador tem como objectivo retirar a água contida no vapor que foi produzido no gerador, separando-a do fluido refrigerante, a amónia.

Neste tipo de equipamento, localizado entre o gerador e o condensador de um chiller de absorção, são usados materiais tais como aços e suas ligas, como por exemplo o aço inoxidável.

#### 4.5.3 CONDENSADOR

O condensador é um permutador de calor que recebe o refrigerante na forma de vapor, que ao percorrer o feixe de tubos vai libertar calor para o meio exterior, que se encontra a uma temperatura inferior. Esta troca calorífica é potenciada pelo circuito de arrefecimento, que pode consistir numa circulação forçada de água ou ar. Os materiais comumente usados são o cobre ou ligas de cobre-níquel para os feixes de tubos, e os aços carbono, ou aços inoxidáveis. No caso dos sistemas que utilizam a amónia como fluido refrigerante, existe uma restrição no uso do cobre devido aos efeitos corrosão sobre a superfície deste material em contacto com a amónia (ASHRAE, 2006 -b).

Na Figura 14 encontram-se duas imagens, a primeira referente a um condensador arrefecido a ar, enquanto a figura 14 (b), contém um esquema das alhetas do permutador de calor.

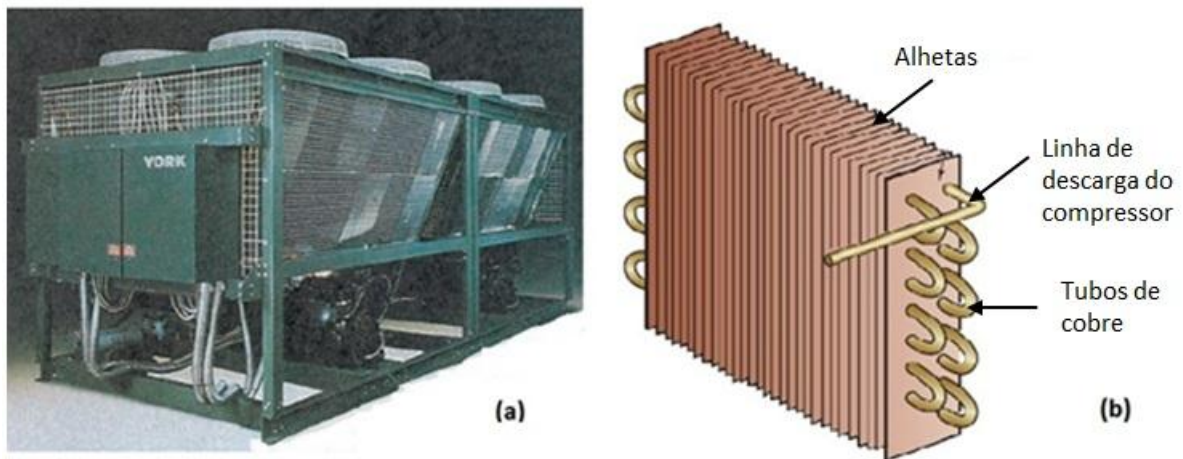


Figura 14: a) Condensador arrefecido a ar; b) esquema das alhetas do permutador de calor (WHITMAN et al., 2008)

#### 4.5.4 VÁLVULA DE EXPANSÃO

Um dispositivo de expansão, ao contrário dos permutadores de calor, como condensador e evaporador, ocupa um espaço reduzido. Este elemento pode ser encontrado na linha do circuito que liga o condensador ao evaporador ou então entre o gerador e o absorvedor, no retorno do fluido para o absorvedor. Este dispositivo, usualmente denominado por válvula de expansão, vai promover uma queda de pressão acentuada acompanhada por uma diminuição brusca da temperatura. O processo de expansão é assumido como adiabático, resultando numa transformação sem variação da entalpia (HEROLD et al., 1996).

Esta diferença de temperatura normalmente pode ser detectada facilmente visto que, a tubagem antes e depois do dispositivo de expansão pode apresentar um aspecto diferente dependendo das temperaturas de trabalho do fluido refrigerante. Com temperaturas inferiores a zero graus facilmente se observa a formação de gelo na superfície exterior do tubo que está ligado ao evaporador. Podem distinguir-se três tipos de válvulas de expansão (WHITMAN et al., 2008), listadas abaixo e representadas na Figura 15:

- Válvula de expansão termostática (a)
- Válvula de expansão automática (b)
- Dispositivo de expansão do tipo tubo capilar (c)



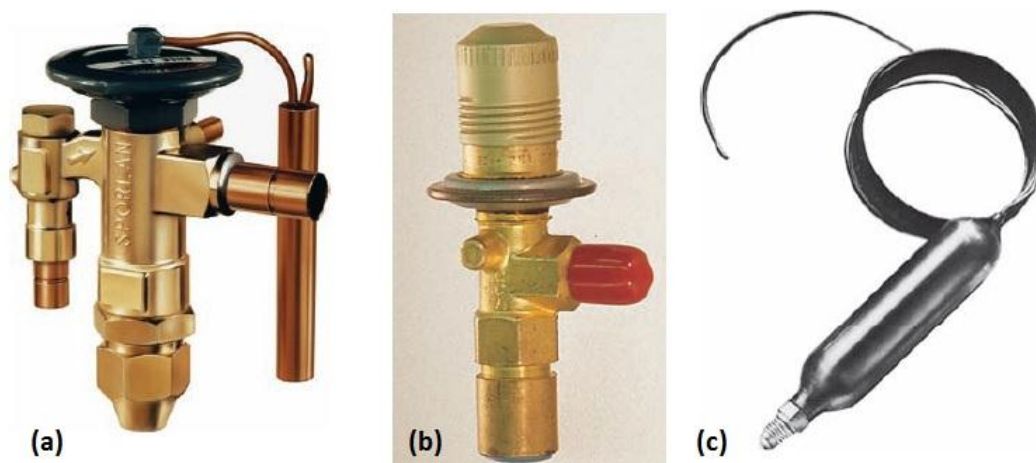


Figura 15: Vários tipos de válvula de expansão (WHITMAN et al., 2008)

#### 4.5.5 EVAPORADOR

O evaporador é um equipamento que promove a transferência de calor de um espaço ou produto para o fluido refrigerante que circula no interior de um permutador de calor. O fluido refrigerante após ultrapassar a válvula de expansão chega ao evaporador a uma pressão e temperatura reduzidas para conseguir absorver calor. O refrigerante absorve o calor do meio circundante até à sua vaporização. Esta troca de calor é a responsável pelo arrefecimento do espaço a refrigerar ou climatizar (ASHRAE, 2006 -b).

Dependendo do tipo de capacidade de refrigeração pretendida, selecciona-se o evaporador apropriado, visto que existem muitos tipos de configurações possíveis para o mesmo. Estes permutadores variam na forma, tamanho e tipo de fluido refrigerante que suportam. Os evaporadores podem ser classificados de acordo com vários critérios, nomeadamente com o tipo de construção, método de fornecimento do fluido refrigerante, tipo de condições de operação, entre outras. Dentro das construções mais usadas destacam-se três configurações:

- Tubos lisos
- Placa
- Tubo alhetado

Nos dois primeiros tipos de evaporadores, a superfície do tubo liso e da placa promovem a troca de calor directa com o meio a refrigerar. Quando existe uma superfície com alhetas, a troca de calor ocorre não só através das paredes do tubos, mas também pelas alhetas, apesar do fluido refrigerante circular apenas no tubo e não por esta última superfície. As alhetas são apêndices que têm a particularidade de aumentar a área de transferência de calor e consequentemente aumentar a capacidade de troca de calor (DOSSAT, 1997),(INCROPERA et al., 2003).

Para além desta classificação, os evaporadores podem ser ainda distinguidos de acordo com o fluxo de refrigerante e a sua função. Na maior parte dos casos, os evaporadores têm como função arrefecer o ar ambiente ou um líquido. Este ar ou líquido a baixa temperatura promove o arrefecimento do espaço.



Existem basicamente dois tipos de funcionamento distintos. No primeiro caso, o refrigerante circula continuamente no permutador, absorvendo calor até evaporar e formar vapor sobreaquecido. Estes evaporadores são usualmente denominados por evaporadores de expansão directa. Num segundo caso, o refrigerante fica num reservatório podendo ser conduzido para outros equipamentos como ventilo-convectores, por exemplo de um sistema de ar condicionado (AC). Neste tipo de equipamentos, os ventiladores fazem circular o ar através de uma serpentina que se encontra a baixa temperatura devido ao fluido refrigerante que circula no seu interior (HUNDY et al., 2008).

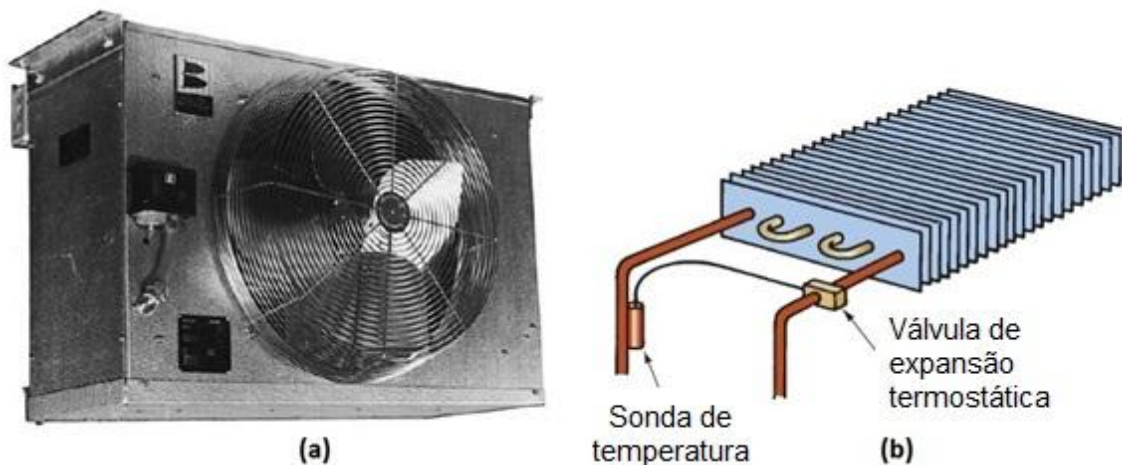


Figura 16: a) Evaporador com ventilação forçada a ar; b) Esquema dos tubos alhetados do evaporador (WHITMAN et al., 2008)

#### 4.5.6 ABSORVEDOR

O absorvedor normalmente é constituído por um feixe de tubos, onde vai ocorrer a mistura da solução absorvente com o vapor sobreaquecido do refrigerante, que vem do evaporador. Este processo ocorre com libertação de calor, sendo portanto um processo exotérmico. Este calor é dissipado para um circuito de arrefecimento, que pode funcionar a água ou a ar. Os materiais mais usados na construção destes equipamentos são o aço carbono, para o depósito de retenção dos fluidos e para o feixe de tubos (ASHRAE, 2006 -b).

#### 4.5.7 BOMBA

A bomba tem como função promover a circulação da mistura de fluidos no sistema, contribuindo para aumentar a pressão do mesmo. Existem vários tipos de bombas nomeadamente, as herméticas e as semi-herméticas. As bombas são arrefecidas pelo próprio fluido circulante ou por outro fluido refrigerante. Os materiais encontrados nestes dispositivos são o bronze, o ferro fundido ou o aço inoxidável.

A Figura 17 apresenta uma imagem de bomba e um esquema de funcionamento típico para este dispositivo.

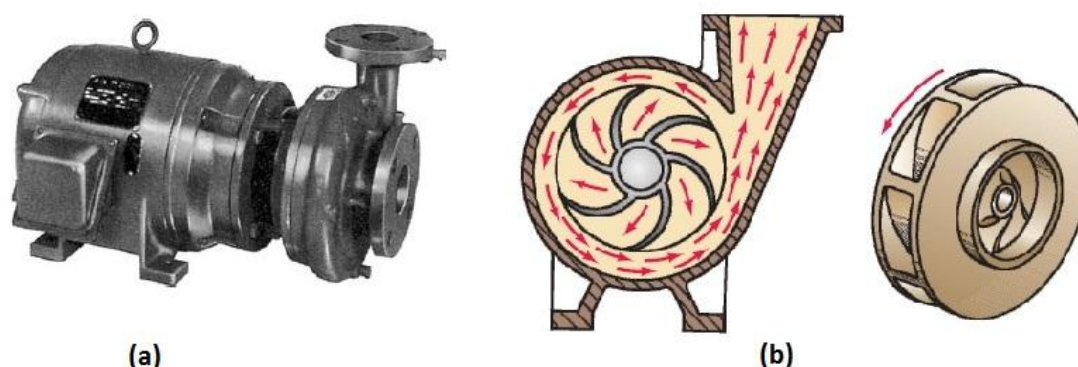


Figura 17:a) Bomba de circulação de fluidos; b) esquema de funcionamento de uma bomba com um único rotor (WHITMAN et al., 2008)

#### 4.5.8 PERMUTADOR DE CALOR DA SOLUÇÃO (SHX)

Os permutadores de calor (SHX) equipamentos usados para aproveitar o calor da solução que sai do gerador a uma temperatura elevada e que retorna ao absorvedor. Esta solução ao passar por um permutador de calor, por exemplo de casca e tubo ou de placas, libertando calor para a solução que vem do absorvedor e que circula, normalmente em contra-corrente, aquecendo-a antes de atingir o gerador. Este aproveitamento energético permite diminuir a demanda de calor no gerador na medida em que, o pré-aquecimento da solução permite que esta tenha uma temperatura mais elevada quando chega ao gerador. Este equipamento permite reaproveitar o calor interno do sistema e minimizar as perdas do mesmo, aumentando o desempenho e eficiência global do sistema de absorção sem que seja necessário aumentar os consumos de energia. Na construção destes permutadores são normalmente usados materiais como o aço macio ou o aço inoxidáveis (HEROLD et al., 1996).

#### 4.5.9 PURGADOR

Nos sistemas de refrigeração que utilizam os pares água e brometo de lítio é necessário a existência de um sistema de purga, para remover fluidos não condensáveis, neste caso o ar. O ar atmosférico tende a entrar no circuito do sistema, pois estes equipamentos que usam o brometo de lítio como absorvente, operam a pressões inferiores à atmosférica, ou seja, trabalham em vácuo, o que facilita a infiltração do ar. Como estas infiltrações prejudicam o desempenho dos equipamentos é necessário eliminar o ar através do purgador (ASHRAE, 2006 -a).

Este elemento não é necessário nos equipamentos de absorção que utilizam os pares amônia/água visto que, o sistema opera com pressões acima da atmosférica que dificultam a infiltração de ar no interior do circuito (HEROLD et al., 1996).

## 4.6 RESTRIÇÕES DOS MATERIAIS DOS COMPONENTES

No caso de o sistema utilizar como refrigerante a amónia, não é possível usar o cobre nos componentes do sistema, visto que este não é compatível com o fluido refrigerante. Neste caso é recomendado o uso de aço inoxidável em todos os equipamentos que utilizem a amónia como fluido refrigerante. Nos restantes equipamentos de absorção, por exemplo, que funcionam com água e brometo de lítio, não existe a restrição quanto à utilização de cobre e suas ligas (ASHRAE, 2006 -a, IEA, 2007).

## 4.7 PRINCIPAIS FLUXOS DE CALOR DE UM SISTEMA DE ABSORÇÃO SIMPLES

Nos sistemas de refrigeração por absorção existem vários fluxos de calor nos diversos elementos do equipamento. Considerando uma análise simplificada, onde se ignoram as perdas de calor ao longo do circuito, podem-se distinguir os principais fluxos de calor:

- É fornecido calor ao gerador a uma temperatura elevada
- No condensador é libertado calor a uma temperatura intermédia
- No evaporador o refrigerante absorve calor do meio envolvente
- No absorvedor é rejeitado calor, a uma temperatura intermédia, para o meio ambiente

### 4.7.1 CHILLER DE SIMPLES EFEITO

Os equipamentos de refrigeração por absorção de simples efeito são os sistemas de mais comuns e simples para este tipo soluções. Estes sistemas de simples efeito são compatíveis com as tecnologias de refrigeração que utilizam como fluidos de trabalho a amónia e água, assim como, o par água e brometo de lítio. A denominação, simples efeito, advém da existência de apenas um gerador onde a fonte quente fornece o calor, ou seja só existe um patamar de aquecimento. A Figura 18 representa um esquema de funcionamento de um chiller de absorção de simples efeito.

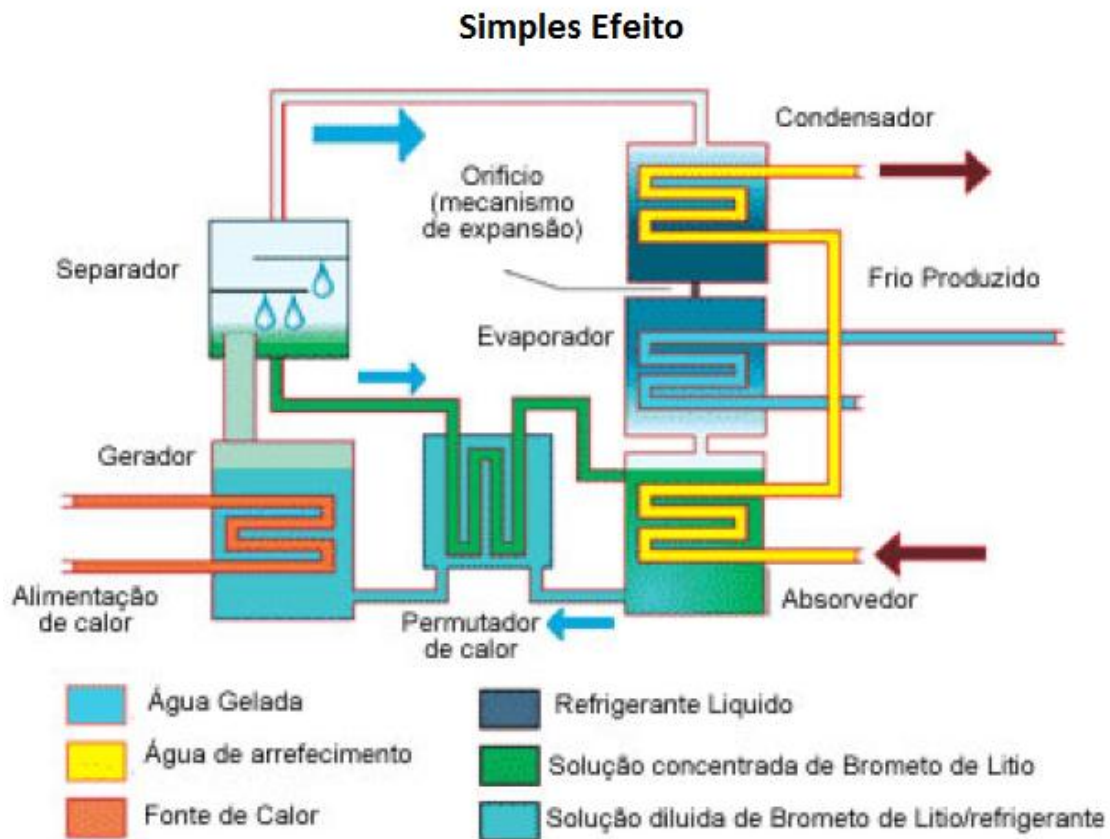


Figura 18: Esquema de sistema de refrigeração por absorção de simples efeito

A introdução de um permutador de calor entre o absorvedor e o gerador, conforme pode ser visualizado na figura anterior, não altera a designação de sistema de simples efeito pois não interfere na forma como o calor é adicionado ao sistema. Este componente é utilizado para aumentar o aproveitamento energético do ciclo de absorção, através do reaproveitamento do calor que iria ser dissipado para o exterior no absorvedor.

#### 4.7.2 CHILLER DE DUPLO EFEITO

Os equipamentos de duplo efeito usam dois geradores logo, o calor tem que ser fornecido ao sistema em dois estágios de aquecimento distintos. Para extrair o potencial do sistema de duplo efeito é necessário utilizar uma fonte de calor com uma temperatura mais elevada, normalmente acima dos 140 °C. As temperaturas mais elevadas e o melhor aproveitamento da energia da fonte quente, através de um duplo estágio de aquecimento da solução, permitem a obtenção de coeficientes de desempenho (COP) superiores em relação aos equipamentos frigoríficos de simples efeito. Para estes chillers podem obter-se valores de COP superiores a 1. Nos chillers de simples efeito, o COP situa-se normalmente entre 0,6 e 0,8. A Figura 19 contém representado um esquema de

refrigeração por absorção de duplo efeito, ou seja, com dois estágios de fornecimento de calor.

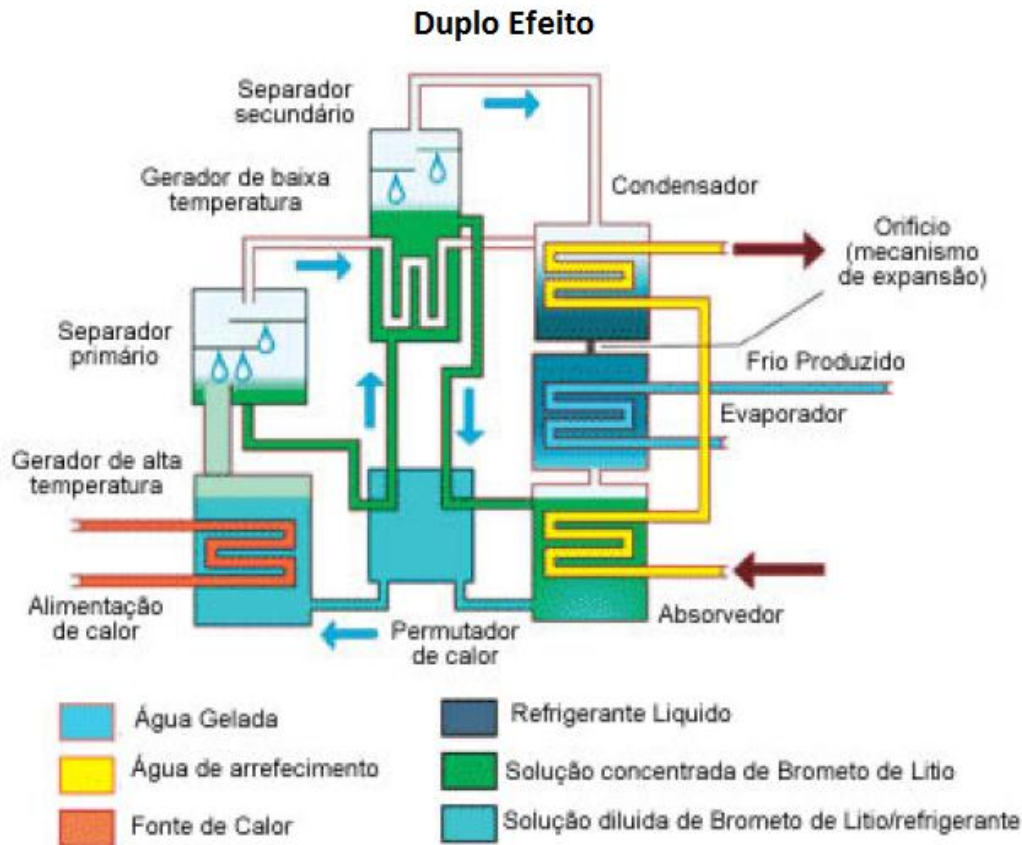


Figura 19: Esquema de sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito

## 4.8 TIPOS DE SISTEMAS DE ABSORÇÃO

Os sistemas de absorção podem ser divididos em dois tipos:

- Sistemas intermitentes
- Sistemas contínuos

### 4.8.1 SISTEMA INTERMITENTE

Os sistemas de absorção intermitentes são usados quando não é possível ter num determinado local um abastecimento contínuo de gás ou electricidade. Utiliza-se um reservatório, correspondente ao gerador, e por baixo deste coloca-se um queimador, por exemplo de querosene. Através da queima deste combustível é possível aquecer a solução existente no reservatório, aumentando a temperatura da mesma até o refrigerante, por exemplo a amónia evaporar e percorrer a tubagem do sistema. No condensador a vapor de refrigerante é arrefecido, sendo que a permuta de calor com o

exterior permite a condensação do fluido. O fluido refrigerante chega ao evaporador a uma temperatura e pressão baixas, absorvendo o calor do espaço envolvente até vaporizar. A localização do evaporador coincide com o local que se pretende arrefecer, por exemplo, o interior de um frigorífico. O arrefecimento é obtido através da remoção de calor dos alimentos, promovendo desta forma a conservação dos mesmos.

O efeito de refrigeração durante a fase em que é fornecido calor ao gerador é quase nulo ou mesmo inexistente, revelando a intermitência do processo de refrigeração. O processo é cíclico logo, o vapor de amónia vai passar ao estado de líquido saturado no absorvedor, e por fim voltar a acumular-se no depósito do gerador para sofrer novamente um aquecimento até evaporar. A Figura 20 contém um esquema representativo deste tipo de solução, que neste caso utiliza um queimador de querosene.

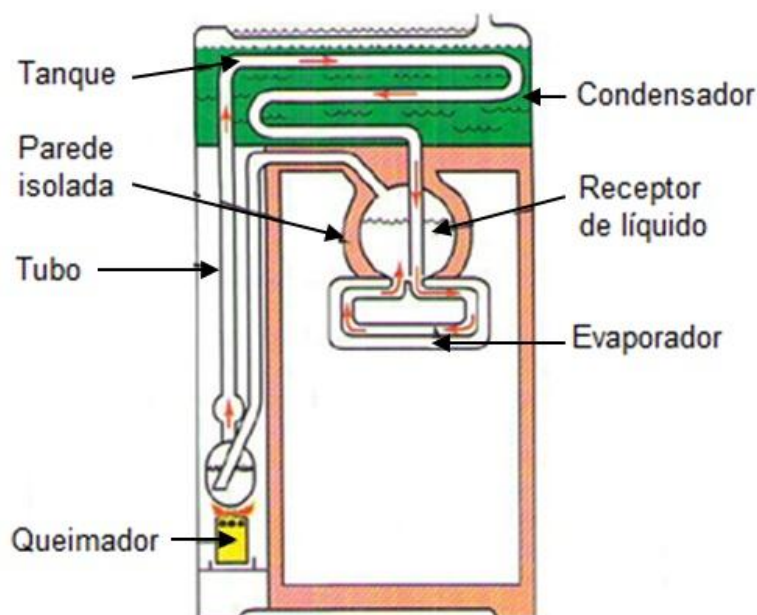


Figura 20: Esquema de sistema de refrigeração por absorção intermitente (ALTHOUSE et al., 2004)

#### 4.8.2 SISTEMA CONTÍNUO

Neste tipo de sistema a refrigeração é mantida de forma contínua. Os equipamentos para a produção de frio por absorção que funcionam segundo o princípio de trabalho contínuo podem usar como fonte de calor caldeiras a gás natural. Desta forma podem manter um fornecimento de calor de forma continua ao sistema. Este tipo de equipamento de refrigeração contínua funciona de acordo com os princípios das pressões parciais da lei de Dalton (ALTHOUSE et al., 2004). Na Figura 21 pode observar-se um esquema de funcionamento do sistema contínuo de absorção.



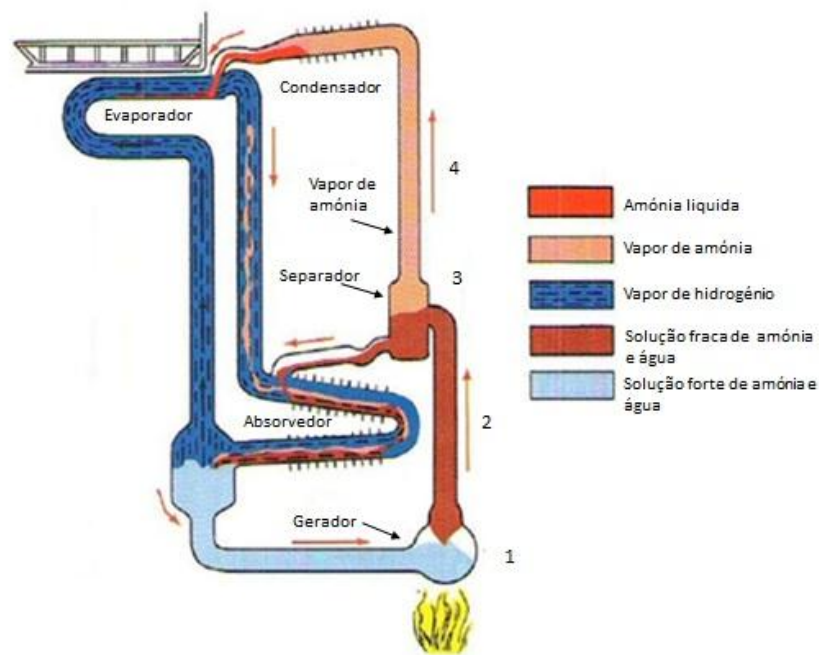


Figura 21: Esquema de sistema de refrigeração por absorção contínuo(ALTHOUSE et al., 2004)

Pelo esquema anterior e pela numeração apresentada, verifica-se que no gerador, ponto 1, a solução forte de amônia e água é aquecida pela fonte de calor. A denominação, solução forte, é utilizada por alguns autores para indicar a capacidade da solução para absorver o fluido refrigerante, neste caso a amônia. Após o aquecimento realizado em (1), a amônia começa a vaporizar e a solução torna-se fraca, ou seja, a capacidade de absorção de amônia é menor visto que a concentração da mesma na solução sofreu um aumento. No separador, representado pelo ponto 3, parte da solução é encaminhada para o absorvedor para depois voltar novamente ao gerador como solução forte. O vapor de amônia segue para o condensador (4), onde vai libertar calor e passar ao estado de líquido saturado (ALTHOUSE et al., 2004).

No evaporador a amônia, a baixa temperatura e pressão, vai retirar calor do meio a refrigerar e passar de novo a estado gasoso. Por sua vez este vapor vai encontrar a solução que vem do separador, chegando ambas ao absorvedor. Neste componente ocorre uma liberação de calor que arrefece a solução para em seguida esta absorver a amônia que se encontra no estado gasoso. Por fim, o ciclo completa-se quando a mistura de fluídos chega novamente ao gerador.

Os equipamentos de refrigeração por absorção podem ter vários tipos de aplicações, sendo algumas das mais usuais mencionadas abaixo.

- Doméstica
- Industrial
- Hotéis
- Ar condicionado
- Veículos frigoríficos

Também podem distinguir-se os equipamentos de refrigeração por absorção de acordo com a fonte de calor usada, sendo as mais comuns as seguintes:

- Querosene
- Gás natural
- Vapor
- Resistência eléctrica
- Energia solar



## 5. ANÁLISE TERMODINÂMICA AO CICLO DE ABSORÇÃO

### 5.1 ENERGIA

#### 5.1.1 ENERGIA INTERNA

A energia interna ( $u$ ) deve-se ao movimento molecular associado com as forças intermoleculares.

#### 5.1.2 ENERGIA POTENCIAL

A energia potencial, também por vezes denominada por energia potencial gravítica, é um tipo de energia que está disponível nos corpos ou fluídos, podendo manifestar-se quando ocorrem deslocamentos com variação de altura ou altitude.

$$E_{pg} = mgz \quad (5.1)$$

#### 5.1.3 ENERGIA CINÉTICA

A energia cinética está relacionada com o movimento. Esta energia aumenta com o quadrado da velocidade logo, quanto maior a velocidade de um corpo ou fluido, maior a sua energia cinética. A expressão que representa a energia cinética é:

$$E_{cin} = m \frac{V^2}{2} \quad (5.2)$$

Na equação,  $m$  é referente à massa do fluido, e  $V$  indica a velocidade de deslocamento do mesmo fluido.

#### 5.1.4 TRABALHO DE ESCOAMENTO

O trabalho realizado por uma corrente de fluido que circula deve-se ao processo desencadeado pela bomba, que proporciona o deslocamento do fluido. Este tipo de trabalho ocorre tanto quando o fluido entra no sistema, por exemplo na bomba, como à saída do mesmo. O trabalho é dado pela equação seguinte (ASHRAE, 2009).

$$W_{fluxo} = pv \quad (5.3)$$

Na expressão anterior,  $p$  representa a pressão e,  $v$ , o volume específico do fluido, ou o volume deslocado por unidade de massa.

## 5.2 PROPRIEDADES DO SISTEMA

As propriedades de um sistema são as características observáveis e que se podem medir. Para se definir o estado do mesmo de forma correcta é necessário especificar um número mínimo de propriedades independentes. As propriedades mais comumente usadas são a temperatura, a pressão, o volume específico, a entalpia, entre outras.

A entalpia ( $h$ ) pode ser calculada através da combinação de diversas propriedades tais como, o fluxo de trabalho e a energia interna. Pode representar-se por:

$$h \equiv u + pv \quad (5.4)$$

A primeira lei da termodinâmica, também denominada por lei da conservação da energia, enuncia que na ausência de reacções nucleares ou químicas, um sistema aberto ou fechado pode analisar-se recorrendo a um balanço energético. Este balanço diz que a diferença da quantidade de energia que entra no sistema e a energia que sai do mesmo é igual à quantidade de energia armazenada. Esta relação pode ser descrita pela seguinte expressão (ASHRAE, 2009):

$$E_{in} - E_{out} = E_{sto} \quad (5.5)$$

Para um caso geral de um sistema aberto, com múltiplos fluxos de entrada e saída, e considerando as propriedades termodinâmicas constantes, pode definir-se o balanço seguinte:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{out} \dot{m} \left( u + pv + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum_{in} \dot{m} \left( u + pv + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (5.6)$$

Os processos termodinâmicos são usualmente modelados em estado estacionário, ou seja, assume-se que as condições não variam com o tempo (ASHRAE, 2009). Este tipo de processo estacionário tem como característica a manutenção das propriedades, tanto as intensivas como as extensivas, constantes dentro do volume de controlo simplificando a análise do sistema (CENGEL et al., 2006).

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = \frac{\partial E}{\partial t} \quad (5.7)$$

Em estado estacionário vem:

$$\begin{aligned}\frac{\partial E}{\partial t} &= 0 \\ \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} &= 0\end{aligned}\quad (5.8)$$

Logo, obtém-se o seguinte balanço energético:

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out} \quad (5.9)$$

A equação anterior, referente aos processos em estado estacionário, pode ser reescrita de uma forma mais explícita, obtendo-se:

$$\dot{Q}_{in} + \dot{W}_{in} + \sum_{in} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = \dot{Q}_{out} + \dot{W}_{out} + \sum_{out} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (5.10)$$

Quando se analisa um determinado processo, em que existe transferência de calor e uma interação na forma de trabalho, é prática comum assumir-se uma direcção para o fluxo de calor e para o trabalho. Assume-se que o calor (Q) é fornecido ao sistema e é produzido trabalho (W). Se a resolução da equação seguinte resultar em valores negativos de Q ou W, significa que o sentido arbitrado para os fluxos de calor e trabalho estão errados. Neste caso a direcção destes deve ser invertida (CENGEL et al., 2006). Através de uma simplificação da equação anterior, o balanço energético para o caso geral resume-se a:

$$\sum_{in} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum_{out} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) + \dot{Q} - \dot{W} = 0 \quad (5.11)$$

### 5.3 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DA MISTURA DE FLUIDOS

As propriedades termodinâmicas para misturas de fluidos foram estudadas por diversos autores que recorreram nomeadamente às correlações apresentadas por Gibbs(1876).

Novos estudos têm surgido nesta área visto que, cada vez mais as misturas de fluidos são usadas em processos de transferência de calor, tornando-se um assunto interessante para a engenharia. Os conhecimentos de base na área da engenharia assentam sobretudo nas propriedades termodinâmicas de fluidos no estado puro e não em misturas de fluidos conforme menciona HEROLD et al. (1996).

Sobre o ponto de vista da engenharia, o interesse fundamental centra-se na necessidade do conhecimento das propriedades da mistura de fluidos, para deste modo proceder-se à análise do ciclo termodinâmico e à modelação dos sistemas.

Existem vários métodos para a determinação das propriedades termodinâmicas de uma mistura de substâncias onde se destacam os métodos analíticos e os experimentais. Através das correlações obtidas podem relacionar-se as propriedades medidas experimentalmente com os valores obtidos analiticamente, de forma a validar os modelos teóricos.

## 5.4 PROCESSO TERMODINÂMICO ENVOLVENDO MISTURAS DE FLUIDOS

Para entender o fenómeno de absorção é importante verificar o que ocorre quando se misturam dois fluidos. De um modo geral as características de uma mistura de fluidos podem ser analisadas através de simples balanços energético e mássicos a cada componente ou volume de controlo. As equações gerais dos balanços para um volume de controlo são as seguintes (HEROLD et al., 1996):

- Balanço mássico de uma espécie química (fracção mássica)

$$\sum (\dot{m}.x)_{in} - \sum (\dot{m}.x)_{out} = 0 \quad (5.12)$$

A fracção mássica de uma mistura binária pode ser definida por:

$$x = \frac{\text{massa de um componente [kg]}}{\text{massa total dos dois componentes [kg]}} \quad (5.13)$$

O balanço mássico também pode ser representado pela expressão geral:

$$\sum (\dot{m})_{in} - \sum (\dot{m})_{out} = 0 \quad (5.14)$$

- Balanço de energia

$$\sum (\dot{m}.h)_{in} - \sum (\dot{m}.h)_{out} = 0 \quad (5.15)$$

No caso de existir uma bomba tem que se considerar a potência ( $W_b$ ) da mesma para o balanço de energia, conforme descrito na equação abaixo:

$$\sum (\dot{m}.h)_{in} + W_b - \sum (\dot{m}.h)_{out} = 0 \quad (5.16)$$

### 5.4.1 MISTURA DE FLUIDOS – BALANÇOS ENERGÉTICOS E MÁSSICOS

O volume de controlo representado na Figura 22 permite uma análise simplificada ao processo de mistura de fluidos. Estão representados três fluxos de fluidos, dois a entrar e um a sair do volume de controlo. Sabendo algumas propriedades dos fluidos 1 e 2, tais como a temperatura, a pressão e entalpia, assim como o caudal, podem calcular-se as propriedades referentes ao fluido 3, que está a sair do volume de controlo.

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (5.17)$$

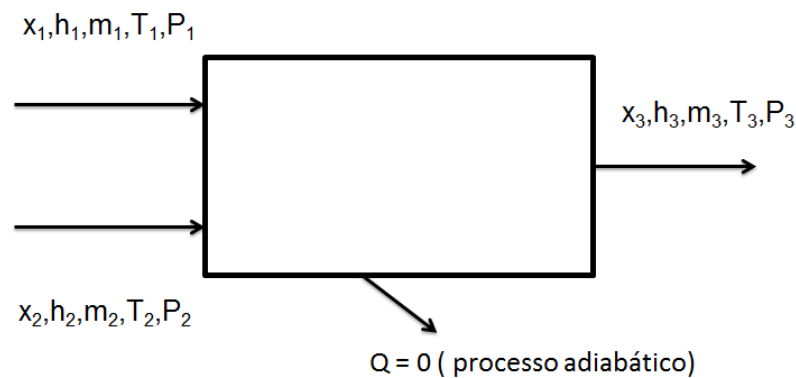


Figura 22: Mistura adiabática de dois fluidos

Conhecendo todas as propriedades dos fluidos 1 e 2, incluindo os respectivos caudais ou fluxos mássicos, calcula-se facilmente a entalpia,  $h_3$ , do fluido resultante da mistura, através da expressão:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 \quad (5.18)$$

Nos sistemas de absorção, vai existir ainda a adição ou libertação de calor nos vários componentes dos equipamentos, logo o balanço energético tem que considerar esta variação de calor. No diagrama da figura seguinte está indicado o fluxo de calor a entrar no volume de controlo.

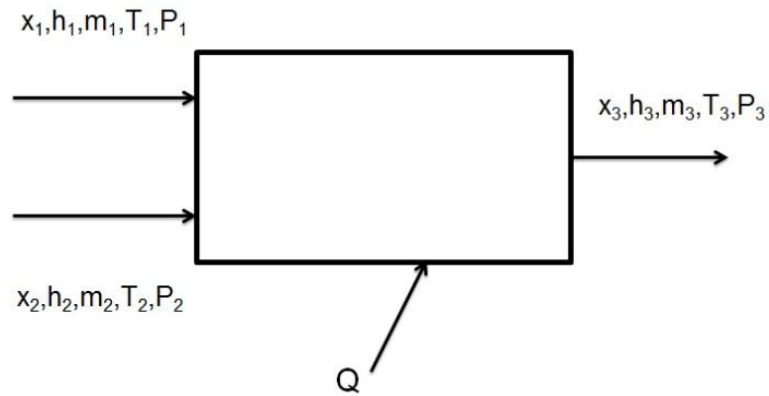


Figura 23: Balanço energético a um volume de controle

O Balanço da espécie química, é dado pela seguinte expressão:

$$\dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_2 x_2 = \dot{m}_3 x_3 \quad (5.19)$$

O balanço de energia seguinte considera o calor adicionado ao sistema de acordo com o sistema representado na Figura 23:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 + \dot{Q} = \dot{m}_3 h_3 \quad (5.20)$$

## 6. FLUIDOS REFRIGERANTES

Nos sistemas de refrigeração existe uma substância que é fundamental para todo o processo, sendo essa substância o fluido refrigerante também denominado, fluido frigorigéneo. O refrigerante é o principal fluido operante das máquinas frigoríficas e deve ser seleccionado conforme a necessidade de frio do sistema. Esta escolha deve ponderar as vantagens e desvantagens inerentes ao uso de cada refrigerante mediante o sistema em que vão ser implementados.

O desempenho e eficiência de um ciclo reversível são independentes das propriedades dos fluidos usados porém, no caso real isso não é verdade. Nos sistemas de refrigeração reais, as características dos fluidos operantes assumem uma importância fulcral. O custo de aquisição dos equipamentos, assim como os custos operacionais são fortemente influenciados pelo tipo de fluidos refrigerantes adoptados (HEROLD et al., 1996).

A evolução dos fluidos refrigerantes foi influenciada em parte pelo efeito de destruição da camada de ozono, provocado por alguns destes refrigerantes, assim como pela contribuição destas para o aquecimento global. Estes impactos ambientais negativos levaram à criação de restrições para a utilização de certos refrigerantes. Alguns destes fluidos foram proibidos, influenciando directamente os equipamentos de frio que os utilizavam, por exemplo os equipamentos de ar condicionado, frigoríficos, entre outros. A evolução de novos fluidos refrigerantes foi condicionada devido ao efeito nefasto produzido por muitos destes no ambiente. Estas limitações impostas para os novos fluidos frigorigéneos travaram a evolução destes, visto que ainda não se conseguem obter eficiências equiparada aos fluidos anteriormente usados (STOECKER et al., 1994).

Os refrigerantes mais utilizados podem ser divididos em quatro grupos principais (STOECKER et al., 1994) :

- Hidrocarbonetos halogenados
- Misturas azeotrópicas
- Compostos orgânicos
- Compostos inorgânicos

Os refrigerantes são usualmente designados por um número, e pela letra R em letra maiúscula antes desse número. Esta denominação deve-se em parte aos nomes relativamente complexos dos compostos halogenados. A título de exemplo, tem-se o refrigerante 12, com designação numérica R-12, que é um composto halogenado. A fórmula química correspondente é,  $\text{CCl}_2\text{F}_2$ , designando-se por dicloro difluor metano.

Algumas misturas de substâncias apresentam um comportamento semelhante ao das substâncias puras, quando são submetidas a processos de mudança de fase, tanto na fusão como ebulição. A mistura azeotrópica comporta-se como se fosse uma substância pura, apesar de ser formada por dois ou mais componentes diferentes. Neste

caso no ponto de ebulição, a temperatura mantém-se inalterada do início ao fim do processo de ebulição.

Este tipo de misturas são caracterizadas pela tangência das curvas de líquido e vapor saturado nas representações dos seus diagramas de equilíbrio. No ponto de tangência a mistura de substâncias comporta-se como se fosse uma substância pura, com propriedades distintas dos seus constituintes. Como exemplo de misturas azeotrópicas, tem-se os refrigerantes R-502 e R-503 (STOECKER et al., 1994).

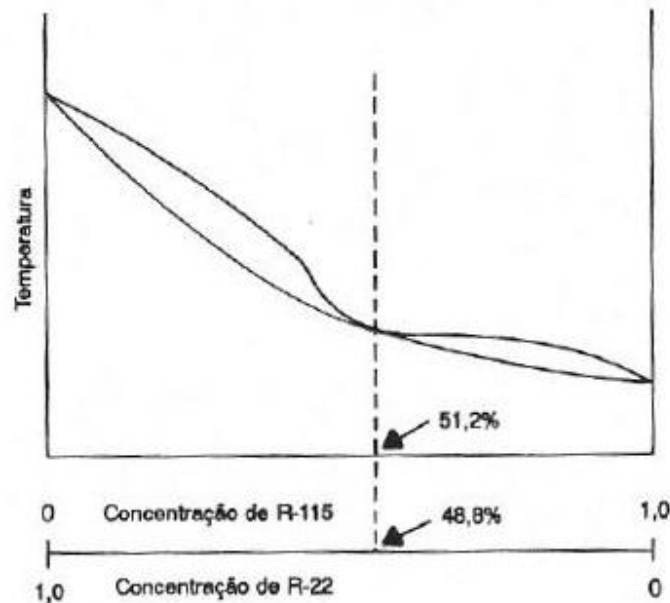


Figura 24: Diagrama de equilíbrio da mistura azeotrópica R-502 (STOECKER et al., 1994)

A Figura 24 mostra o diagrama referente à mistura azeotrópica de dois componentes, com uma concentração de 48,8% de R-22 e 51,2% de R-115. A mistura destes dois componentes dá origem ao refrigerante R-502.

Por outro lado numa mistura não azeotrópica a concentração da fase de vapor é distinta da fase líquida, quando ambos estão em equilíbrio a uma dada pressão e temperatura, conforme pode ser visualizado na Figura 25.



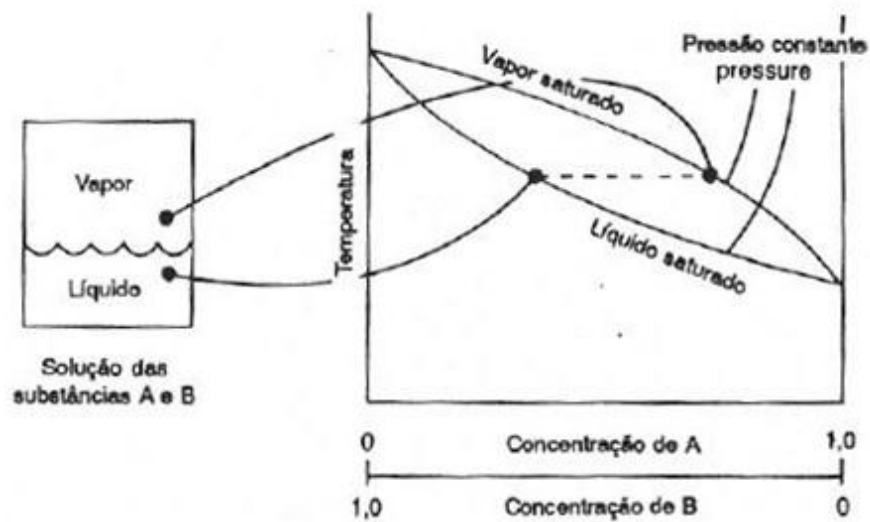


Figura 25: Diagrama de equilíbrio de uma mistura ideal não azeotrópica de duas substâncias (STOECKER et al., 1994)

Nos compostos orgânicos ou hidrocarbonetos, salientam-se os gases, etano, o propano, e o butano, também designados pela numeração numérica como, refrigerantes, R-170, R-290 e R-600, respectivamente.

Por fim, nos compostos inorgânicos destacam-se a amônia ( $\text{NH}_3$ ) e o dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), apresentando também uma designação numérica de refrigerante, R-717 e R-744 respectivamente (STOECKER et al., 1994).

A evolução ao longo do tempo dos fluidos refrigerantes encontra-se explícita na Figura 26:

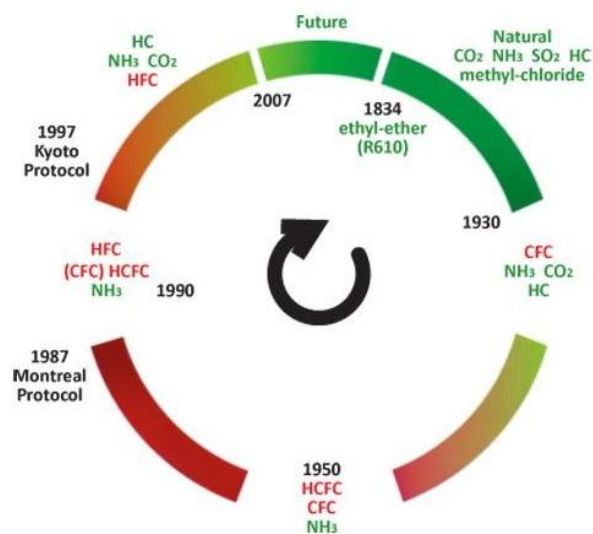


Figura 26: Evolução dos fluidos frigorigénios (NATURAL REFRIGERANTS, 2011)

No início do século XX os refrigerantes usados eram bastante inflamáveis e tóxicos, limitando a utilização destes apenas à indústria. Estes sistemas baseavam-se na utilização de compressores abertos usando dois fluidos naturais, a amónia (NH<sub>3</sub>, R-717) e o dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>, R-744).

Com a introdução da refrigeração por compressão de vapor, a necessidade de criar novos fluidos refrigerantes foi cada vez maior. Em 1920, devido aos inconvenientes dos fluidos naturais começaram a usar-se compostos sintéticos como os clorofluorcarbonetos (CFC's) e os hidroclorofluorcarbonados (HCFC's). Estes fluidos promoveram um aumento no desempenho e na segurança das máquinas frigoríficas.

Em 1970, alguns estudos sobre as propriedades destes refrigerantes chegaram à conclusão que estes eram bastante prejudiciais para o meio ambiente, pois contribuíam para a destruição da camada de ozono. Este facto conduziu à realização do protocolo de Montreal (1987) que limitou a produção dos CFC's, levando a uma eliminação gradual destes fluidos. Posteriormente, novas discussões sobre o aquecimento global levaram à criação das emendas de Londres (1990) e Copenhaga (1992) que limitaram também a produção dos HCFCs (PIMENTA, 2006).

A Tabela 1 mostra as datas referentes ao final de produção de alguns fluidos refrigerantes. Em 2030 serão banidos alguns refrigerantes que são actualmente usados em bombas de calor, sistemas ar condicionado, frigoríficos, entre outros, o que afectará tanto o sector industrial como o residencial.

Tabela 1: Datas do final da produção dos refrigerantes CFC's e HCFC's (MILLER et al., 1995)

Data de eliminação (Janeiro)	Refrigerantes
1996	Todos os CFCs
2003	HCFC-22 nos equipamentos novos (Europa)
2010	HCFC-22 nos equipamentos existentes (Europa)
2010	HCFC-22 nos equipamentos novos (EUA)
2030	Todos os HCFC's

A escolha de um fluido frigorigéneo passou a considerar factores ambientais, adoptando para tal índices de impacto sobre a natureza. Para a destruição da camada de ozono passou a usar-se o ODP (*Ozone Depleting Potencial*), que tem por base o efeito do refrigerante com maior impacto na camada de ozono, o CFC-11 (ODP=1). No que concerne ao aquecimento global, o indicador GWP (*Global Warming Potencial*), quantifica o potencial de um refrigerante, como gás de efeito de estufa, em relação ao aquecimento provocado numa base mássica do CO<sub>2</sub>, durante cem anos ou então, em relação ao efeito provocado pelo CFC-11 (GWP=1) (CALM, 2008).

Os HCFC's pertencem ao grupo de fluidos refrigerantes que deixarão de ser produzidos. As datas a reter são os anos de 2010 e 2020. Em 2010 os fabricantes continuaram a produzir os HCFC's, como por exemplo o fluido R-22, mas apenas para efeito de manutenção de equipamentos já existentes, sendo proibida a sua implementação em aparelhos novos. Em 2020 os fabricantes não poderão produzir mais HCFC's, sendo apenas possível reciclar equipamentos antigos em que o seu

funcionamento se baseie nestes refrigerantes. A partir de 2030 vigorará a lei que proíbe a produção de HCFC's.

Com o fim de produção destes refrigerantes, como o R-22, novas alternativas têm surgido sendo um exemplo o R-410a, que é um HFC. Ao contrário do R-22, o R-410a não contribui para a destruição da camada de ozono (ODP), porém a sua utilização tem efeitos negativos sobre o aquecimento global (GWP). Outros refrigerantes que se encontram na lista de substitutos aceitáveis para os HCFC's, são o R-134a e o R-407c (MILLER et al., 2006). As pesquisas mais recentes levaram ao desenvolvimento dos hidrofluorcarbonados (HFC's) que possuem ODP igual a zero, porém ainda contêm algum potencial de aquecimento global (GWP). A alternativa aos fluidos HFC's serão os refrigerantes naturais (PIMENTA, 2006).

## 6.1 PROPRIEDADES E SUAS IMPLICAÇÕES

Para seleccionar um fluido frigorígeno tem de se ter presente que não há um fluido ideal pois, todos possuem as suas vantagens e desvantagens. As condições e os requisitos dos sistemas de refrigeração são distintos entre si pelo que também influencia a selecção de um fluido frigorígeno. Os fluidos refrigerantes que existem no mercado contêm um conjunto de propriedades termodinâmicas específicas para a aplicação pretendida.

Um fluido frigorígeno deve ter a capacidade de manter a temperatura no condensador superior à temperatura ambiente. Esta temperatura de condensação deve ser superior à temperatura ambiente para que o fluido refrigerante rejeite calor para o exterior. Por outro lado, no evaporador, a temperatura deve ser inferior à do meio que se pretende retirar calor. São estas temperaturas que, conjugadas com as propriedades do fluido refrigerante, determinam as pressões de operação do fluido no evaporador e no condensador (COSTA, 2006).

Apesar das características mencionadas no parágrafo anterior, o primeiro requisito para um bom refrigerante é a sua estabilidade. Um bom refrigerante deve ser capaz de trabalhar no sistema sem se decompor, de modo a manter as suas propriedades termodinâmicas. Para além disso o fluido refrigerante deve ser seguro, não deve ser tóxico assim como, não deveria ser inflamável nas condições de operação. Outras características como os efeitos corrosivos do fluido devem ser considerados pois limitam a escolha dos materiais para a construção do sistema. Seguidamente apresentam-se as propriedades procuradas num refrigerante, conforme citado por MARQUES (2005) e descrito em ASHRAE (2009).

**Baixo ponto de congelamento** – Para não ocorrer congelação do refrigerante nas paredes do evaporador, ou seja, para evitar-se a solidificação das substâncias no interior do circuito na alargada gama de funcionamento em termos de temperaturas, pressões e composição da mistura;

**Pressão de evaporação positiva** – Evitam a infiltração de ar atmosférico no circuito, pois a pressão no interior do circuito é superior à pressão atmosférica;

**Volatilidade** – O fluido refrigerante deve ser muito mais volátil que a substância absorvente, de forma a facilitar a separação de ambos no gerador. Caso contrário, a necessidade de calor e os custos de operação podem ser demasiado elevados;

**Elevado calor latente de vaporização** – Possibilita que uma pequena quantidade de fluido absorva uma grande quantidade de calor, ou seja, permite um elevado poder de refrigeração por unidade de massa de fluido refrigerante. Esta característica também permite diminuir o caudal de refrigerante necessário;

**Baixo volume específico** – Proporciona esforços menores nos elementos que induzem a circulação dos fluidos do sistema, tais como os compressores ou as bombas. Um fluido com estas características garante menores gastos de energia para a circulação do fluido;

**Pressões de trabalho moderadas** – As pressões de operação são determinadas pelas propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante, para as pressões de condensação e pressão de evaporação. Pressões demasiado elevadas requerem equipamentos mais sofisticados e dispendiosos, assim como aumentam a energia necessária para elevar a pressão do sistema;

**Propriedades térmicas** – Propriedades como o calor específico, densidade, viscosidade e condutividade térmica são importantes visto que, interessa obterem-se elevados coeficientes de transferência de calor permitindo a utilização de permutadores de calor de dimensões mais reduzidas;

**Estável e não reagente** – Os fluidos devem ser estáveis e não reagirem com os materiais das tubagens, para desta forma evitarem a formação de substâncias não desejáveis e precaverem situações de corrosão que podem conduzir perfuração do material;

**Toxicidade** – Os fluidos usados não devem ser tóxicos ou nocivos tanto para os seres humanos como para o ambiente;

**Não inflamáveis** – Devem seleccionar-se refrigerantes não inflamáveis;

**Detecções de fugas** – As substâncias usadas devem permitir uma fácil detecção de fugas nos tubos do circuito;

**Baixo custo** – O custo dos refrigerantes pode ser significativo em instalações de grandes dimensões, pelo que o preço deste pode ser determinante no momento da escolha do tipo de sistema de refrigeração;

As propriedades indicadas anteriormente definem as características de um refrigerante ideal. No entanto é necessário encontrar um compromisso entre as características pretendidas e os refrigerantes existentes, através da análise das vantagens e desvantagens de cada um dos fluidos.

Outros pontos fundamentais para um bom funcionamento do refrigerante são a sua compatibilidade com os materiais e o seu poder de lubrificação. A selecção de um refrigerante em detrimento de outro é portanto um passo crucial visto que, é necessário assegurar a compatibilidade entre o refrigerante e os materiais usados nos sistemas de refrigeração. Os refrigerantes halogenados podem ser usados com a maioria dos metais, exceptuando magnésio, zinco e ligas de alumínio contendo mais de 2% de magnésio. No que concerne à amónia, não devem ser usados o cobre e as suas ligas.

Os lubrificantes, que circulam nos sistemas de refrigeração, também actuam como agentes refrigerantes, visto que removem o calor dos rolamentos e conduzem-no do cárter do compressor para o seu exterior. Nos sistemas hermeticamente fechados, os refrigerantes contêm misturadas substâncias lubrificantes nos evaporadores e condensadores. Os fluidos lubrificantes e refrigerantes devem permanecer misturados de modo a promover uma boa transferência de calor no evaporador e condensador. Se o fluido lubrificante aderir às paredes dos tubos destes permutadores de calor vai haver uma menor taxa de transferência de calor pois esta película formada pelo lubrificante funciona como uma barreira isolante. Os lubrificantes nos sistemas herméticos devem ter um tempo de vida semelhante ao do compressor – entre 25 a 30 anos(MILLER et al., 1995).

Tabela 2: Propriedades físicas de alguns fluidos refrigerantes(GORDON et al., 2001).

Refrigerante	Massa Molecular (kg/kmol)	Ponto de ebulição ( °C) (P=101,3 25 kPa)	Ponto de congelamento (°C) ( P = 101,325 kPa)	Temperatura crítica (°C)	Pressão crítica (kPa)	Calor latente de vaporização (kJ/kg) P= 101,325 kPa)
CO <sub>2</sub>	44,01	-78,04	-56,6	31,1	7372	230,54
R-22	86,48	-40,76	-160	96,0	4974	204,87
NH <sub>3</sub> ( R-717)	17,03	-33,3	-77,7	133,0	11417	1261,81
R-134 a	102,03	-26,16	-96,6	101,0	4067	198,68
H <sub>2</sub> O	18,02	100	0	373,99	22064	2500,5

## 6.2 NORMAS DE SEGURANÇA E DE MANUSEAMENTO

A utilização de fluidos refrigerantes levanta problemas relacionados com a segurança e manuseamento dos mesmos, implicando necessariamente um conhecimento prévio das características de cada um dos fluidos em causa.

Aspectos como a toxicidade, a inflamabilidade, o potencial carcinogénico e mutagénico são efeitos que devem ter-se em consideração no manuseamento dos fluidos refrigerantes.

Para uma utilização adequada destes fluidos é necessário seguirem-se as recomendações de segurança associadas a cada um deles e normalmente indicadas pelos fornecedores de equipamentos de refrigeração. Também podem encontrar-se características destes fluidos em publicações que indicam os níveis de toxicidade entre outras características dos refrigerantes destes sistemas (STOECKER et al., 1994).

Algumas normas de segurança podem ser encontradas em publicações da ASHRAE, que por sua vez têm servido de referência a outras normas, conforme menciona STOECKER et al. (1994). Este último autor indica uma classificação, que divide os fluidos refrigerantes em três grupos.

### 6.2.1 GRUPO 1

Os refrigerantes pertencentes a este grupo não são combustíveis nem inflamáveis em condições normais de utilização. O grau de toxicidade é reduzido (STOECKER et al., 1994).

### 6.2.2 GRUPO 2

No grupo 2, inserem-se os fluidos refrigerantes que podem ser inflamáveis em certas condições de trabalho. A toxicidade é elevada, podendo em último caso, levar à morte se a exposição a este fluido for prolongada (STOECKER et al., 1994).

### 6.2.3 GRUPO 3

No grupo 3 incluem-se fluidos inflamáveis e que apresentam uma toxicidade semelhante aos fluidos que se inserem no grupo 1, de acordo com os autores STOECKER et al. (1994).

## 6.3 OUTRAS NORMAS E CLASSIFICAÇÕES

Outras classificações referentes às condições limite de exposição aos refrigerantes são indicadas em publicações tais como, a U.S. *Occupational Safety and Health Administration* (OSHA), mencionada por STOECKER et al. (1994).

Os limites de exposição aos refrigerantes por um período limite de 8 horas, segundo esta publicação, estão resumidas na Tabela 3:

Tabela 3: Exposição máxima admissível (STOECKER et al., 1994)

Refrigerante	Concentração máxima admissível em volume (ppm)
Amónia	50
Dióxido de carbono	5000
R-12	1000
Propano	1000

Existem outras classificações para os níveis de exposição aos refrigerantes, como é o exemplo dos valores limite, impostos pela *American Conference of Governmental Industrial Hygienists*, conforme mencionam os autores STOECKER et al. (1994). A classificação baseia-se em dois valores limite englobados pela norma TLV, *Threshold Limit Values*. O primeiro valor TLV-TWA, *Time Weighted Average*, baseia-se na concentração média, durante um período de 8 horas diárias e 40 horas semanais, a que um trabalhador poderia ser exposto sem risco para a saúde.

Por outro lado, o TLV-STEL, *Short Term Exposure Limit*, define a exposição máxima por um período de 15 minutos, com um limite de 4 vezes por dia. Estes valores são apresentados na Tabela 4.

Tabela 4: Valores limite de exposição a alguns refrigerantes (STOECKER et al., 1994)

Refrigerante	TLV, ppm	
	TWA	STEL
Amónia	25	35
Butano	800	-
Dióxido de carbono	5000	15000
R-22	1000	1250
R-12	1000	1250

No caso específico da amónia existem valores de referência, para os quais ocorre uma resposta fisiológica do corpo humano, quando se está na presença do refrigerante na forma de vapor. Essas reacções são descritas por STOECKER et al. (1994), e estão resumidas na Tabela 5:

Tabela 5: Reacções fisiológicas à exposição ao vapor de amónia

Exposição/ reacção	Concentração (ppm)
Quantidade mínima para percepção através do olfacto	53
Concentração máxima para exposições até 1 hora	300-500
Concentração mínima que provoca irritação na garganta	408
Concentração mínima que provoca irritação nos olhos	698
Concentração mínima que provoca tosse	1720
Concentração perigosa para meia hora de exposição	2500-4500
Concentração fatal para períodos curtos ( < 30min)	5000-10000

## 6.4 MISTURA DE FLUIDOS

Uma mistura de fluidos em comparação com um fluido puro possui uma característica termodinâmica adicional que é a fracção mássica. Numa mistura, quando as fases é líquida e de vapor coexistem em equilíbrio, verifica-se que a temperatura de saturação da mistura varia em função da fracção mássica, para uma pressão constante.

A evolução das temperaturas da solução em função da fracção mássica da mistura pode ser analisado com recurso a um gráfico que traduz esta relação, como é o exemplo do gráfico apresentado na Figura 27.

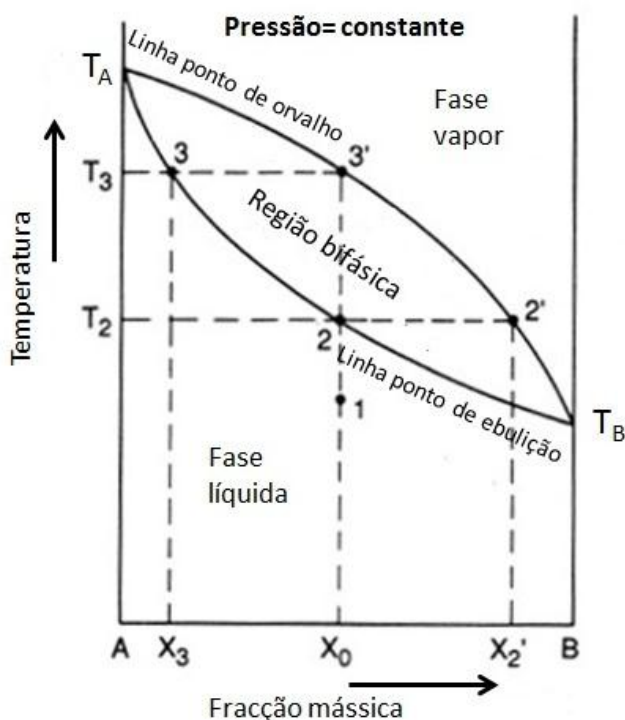


Figura 27: Diagrama sobre relação da temperatura com a fracção mássica da mistura

A figura anterior mostra um esquema que representa um processo de vaporização de uma mistura de fluidos. O gráfico representado relaciona a evolução da temperatura em função da concentração da solução, para um processo a pressão constante. A linha de ponto de ebulição indica a temperatura para a qual se forma a primeira bolha de vapor, para uma pressão e fracção mássica específica. A linha de ponto de orvalho indica a temperatura para a qual se forma a primeira gota quando ocorre um arrefecimento. A área que se encontra compreendida entre estas duas linhas é a região de mistura bifásica, onde coexistem as fases líquida e gasosa. A área que se encontra acima da linha de ponto de orvalho representa a zona de vapor sobreaquecido, sendo que, a área abaixo da linha de ponto de ebulição representa o estado de líquido sub-arrefecido (HEROLD et al., 1996).

A figura anterior contém um exemplo de um processo de vaporização de uma mistura de fluidos. O processo inicia-se no ponto 1, estando a solução no estado de líquido sub-arrefecido, apresentando uma concentração inicial igual a  $x_0$ . Adicionando calor a esta solução a temperatura começa a subir até atingir a saturação referente ao ponto 2, que se encontra sobre a linha de ponto de ebulição. A partir deste ponto a adição de calor leva a que a solução líquida comece a vaporizar. A concentração referente à primeira bolha é indicada pelo ponto 2' que está sobre a linha de ponto de orvalho. O vapor referente a este ponto está em equilíbrio com a fase líquida, porém apresenta uma concentração diferente,  $x_2$ . A fracção mássica da mistura varia ao longo da linha de ponto de ebulição à medida que o processo de evaporação evolui. O ponto 3' indica que o processo de evaporação está completo. O ponto 3 indica a temperatura de saturação da última gota de líquido que evaporou e que apresentava uma composição



igual a  $x_3$ . A concentração do vapor no ponto 3' é igual à do líquido sub-arrefecido no início do processo de vaporização, ou seja, igual a  $x_0$  (RADERMACHER, 1989).

Durante o processo de evaporação da mistura, a temperatura de saturação varia desde a  $T_2$  até  $T_3$ . Esta diferença de temperatura é designada por deslize de temperatura (*temperature glide*). A dimensão do deslize de temperatura depende da diferença de temperaturas de ebulição entre os dois fluidos da mistura.

As temperaturas de ebulição dos componentes puros, A e B, podem ser encontradas na representação gráfica da Figura 27 pelos respectivos pontos  $T_A$  e  $T_B$ . Estas temperaturas de ebulição são representativas para uma pressão previamente seleccionada para a análise. Na figura anterior pode observar-se que a temperatura de ebulição do componente A é superior à temperatura de ebulição do componente B.

## 6.5 EQUILÍBRIO DE FASES

O equilíbrio entre as fases líquida e gasosa é bastante importante para a compreensão da tecnologia de absorção. Um requisito geral está relacionado com os potenciais termodinâmicos que devem ser iguais entre fases. Os potenciais em causa são os térmicos, mecânicos e transferência de massa, referindo-se respectivamente às propriedades da temperatura, pressão e potencial químico. Um potencial químico em desequilíbrio entre duas fases proporciona uma transferência de um componente referente à fase com o potencial mais elevado em direcção à fase com o potencial mais baixo. Esta transferência ocorre até atingir-se o equilíbrio entre as duas fases. A composição das fases, gasosa e líquida de uma mistura, no equilíbrio não é geralmente a mesma como se verifica por exemplo nos sistemas de refrigeração por absorção que utilizam o par amónia e água. As transferências de energia associadas aos processos de mudança de fase em sistemas com mistura de fluidos podem ser calculadas conhecendo as propriedades da mistura (HEROLD et al., 1996).

## 6.6 PAR REFRIGERANTE-ABSORVENTE

Existem muitas combinações possíveis para o par refrigerante-absorvente, (Tabela 6) sendo necessário que ambos os fluidos apresentem características favoráveis enquanto mistura, desde a afinidade do fluido absorvente com o vapor do refrigerante, até à estabilidade de ambos para deste modo garantirem que o sistema o funcione em segurança. As características dos fluidos influenciam directamente o desempenho do sistema, logo a escolha dos mesmos é um passo vital antes de se passar ao dimensionamento do circuito de absorção (STOECKER et al., 1985).

Alguns exemplos de possíveis de pares de fluidos refrigerante e absorvente são apresentados na Tabela 6.

Tabela 6: Pares de refrigerante-absorvente (PEREIRA, 2006),(ABREU, 1999)

Refrigerante	Absorvente
Amónia	Água
Água	Brometo de lítio
Metanol	Cloreto de lítio
Água	Ácido sulfúrico
Água	Hidróxido de sódio
Água	Hidróxido de potássio
Amónia	Nitrato de lítio
Amónia	Sulfocianeto de amónia
Cloreto de etila	Tetracloroetano
Tolueno ou pentano	Óleo de parafina
Monofluor dicloro metano ou diclorometano	Éter dimetílico ou glicol tetraetílico

Actualmente o desenvolvimento de equipamentos de absorção concentra-se sobretudo nas tecnologias que usam a amónia-água e o par água-brometo de lítio, como fluidos refrigerante e absorvente respectivamente.

Na Tabela 7 estão representadas as principais características referentes aos pares de fluido refrigerante e absorventes mais utilizados nos sistemas de refrigeração por absorção.

Tabela 7: Propriedades dos pares de fluido refrigerante/absorvente mais comuns (HEROLD et al., 1996)

	Propriedades	Amónia/água	Água/ Brometo de lítio
Refrigerante	Calor latente elevado	Bom	Excelente
	Pressão de Vapor moderada	Muito bom	Fraco
	Baixo ponto de congelação	Excelente	Fraco
	Baixa viscosidade	Bom	Bom
Absorvente	Baixa pressão de vapor	Fraco	Excelente
	Baixa viscosidade	Bom	Bom
Mistura	Fase sólida (Não é favorável)	Excelente	Fraco
	Baixa toxicidade	Fraco	Bom
	Afinidade entre os fluidos	Bom	Bom

A classificação apresentada acima e sugerida por HEROLD et al.(1996), pretende comparar qualitativamente as características dos fluidos refrigerantes mais utilizados nos sistemas de refrigeração por absorção. Esta classificação mostra a afinidade de cada fluido refrigerante com algumas características chave pretendidas para os fluidos refrigerantes.

## 6.7 OS FLUIDOS FRIGORIGÉNEOS – CLASSIFICAÇÃO

- Refrigerantes primários: usados em sistemas de refrigeração por compressão a vapor;
- Refrigerantes secundários: fluídos que são usados para transportar a energia térmica de um local para outro, de um sistema cuja temperatura é mais baixa. Estes tipos de líquidos denominam-se por anticongelantes(MENDES, 2009).

No grupo dos refrigerantes primários englobam-se os hidrocarbonetos halogenados e as suas misturas – zeotrópicas e as não azeotrópicas, os hidrocarbonetos e os compostos inorgânicos como a amónia ou a água.

## 6.8 AMÓNIA

Actualmente a amónia é o único refrigerante fora do grupo dos halocarbonados, que é usado em larga escala em diversas aplicações. Apesar de ser uma substância tóxica, inflamável e potencialmente explosiva, apresenta excelentes características térmicas que são aproveitadas para a refrigeração. São sobretudo as indústrias alimentares que usam a amónia como refrigerante, devido às elevadas potências de refrigeração necessárias. Destacam-se a indústria no ramo dos congelados e empresas que necessitam de conservar grandes quantidades de fruta em câmaras de congelação (STOECKER et al., 1994).

A amónia apresenta a maior capacidade de refrigeração por unidade de massa em relação a qualquer outro refrigerante, apesar de apresentar um elevado volume específico que aumenta a potência necessária para a sua compressão.

A temperatura de ebulição da amónia à pressão atmosférica é muito baixa, sendo aproximadamente -2 °C. Esta temperatura de ebulição negativa é ultrapassada com o aumento da pressão de trabalho para os valores mínimos recomendados, aumento portanto a temperatura de ebulição. As pressões de condensação e evaporação recomendadas são de 11,6 e 2,4 bar, para as temperaturas de 30°C e -15°C, referentes ao condensador e evaporador respectivamente. Estas condições de trabalho permitem seleccionar materiais de gamas mais baixas e com um custo substancialmente inferior.

Nestes sistemas a amónia usualmente reage com outras substâncias formando um mistura de fluidos, que torna a solução corrosiva e impeditiva de ser usada com materiais comumente aplicados em equipamentos de frio industrial. Como exemplo, tem-se o caso dos materiais não ferrosos, tal como o cobre e o bronze que não podem ser utilizados com a amónia. A imiscibilidade da amónia em óleo é outra característica importante, pois evita a dissolução do óleo quando os fluidos entram em contacto no cárter do compressor. Não obstante das características da amónia, é necessário que

equipamento tenha a capacidade para eliminar vestígios de óleo no evaporador e nos outros componentes do sistema de absorção que utiliza a amónia (DOSSAT, 1997).

A amónia é o fluido refrigerante com um elevado grau de toxicidade, apresentando também um nível de inflamabilidade razoável. O perigo de inflamação da amónia existe para concentrações entre 16% a 25% em volume no ar atmosférico. Estas concentrações seriam equivalentes a cerca de 160000 a 250000 ppm, ou seja, concentrações cerca de 1000 vezes superior à concentração considerada tóxica (STOECKER et al., 1994).

Segundo DOSSAT (1997) é conveniente testarem-se os sistemas de absorção que usam a amónia como refrigerante, devido às características já mencionadas e que requerem alguns cuidados na manutenção dos equipamentos, para se evitarem as indesejáveis fugas. Para verificar a existência de fugas podem usar-se varetas de enxofre, que na presença de vapor de amónia reagem libertando um fumo branco. Como alternativa sugere-se a cobertura das tubagens com uma solução de água e sabão, que na presença de uma fuga dá origem ao aparecimento de bolhas na superfície dos tubos.

Este último autor reitera ainda que as vantagens da amónia referidas nos parágrafos anteriores, assim como a sua disponibilidade na natureza tornam o seu custo relativamente baixo em relação a outros refrigerantes existentes. Os factores mencionados tornam este refrigerante interessante para ser usado em sistemas em que a sua toxicidade não é um factor limitativo.

A amónia é utilizada em sistemas de refrigeração que apresentam configurações distintas, nomeadamente em sistemas de expansão directa com evaporadores a ar, ou então em chillers com sistema de refrigeração inundado, ou seja, no caso em que a serpentina do permutador de calor está mergulhada no fluido (DOSSAT, 1997).

## 7. TECNOLOGIAS DOS SISTEMAS DE ABSORÇÃO

### 7.1 COMPARAÇÃO DOS CICLOS DE ABSORÇÃO: AMÔNIA/ÁGUA E ÁGUA/BROMETO DE LÍTIO

Os ciclos de refrigeração por absorção que usam o par amônia/água são semelhantes aos ciclos que funcionam com os fluidos água e brometo de lítio. Os componentes de ambos os sistemas são praticamente os mesmos pelo que as diferenças entre os dois sistemas estão explícitas sobretudo nas propriedades distintas das substâncias operantes e no efeito de arrefecimento obtido. Apesar da existência de água nos dois sistemas, é de relembrar que esta tem funções distintas no funcionamento dos equipamentos. A água no sistema amônia/água é o fluido absorvente e no sistema água/brometo de lítio assume a função de fluido refrigerante.

As principais diferenças centram-se no baixo calor latente da amônia em relação à água, sendo necessário um maior caudal de fluido refrigerante e absorvente a circular no sistema amônia/água em relação ao sistema água/brometo de lítio para se obter capacidade de arrefecimento (ASHRAE, 2009).

A volatilidade da água, quando esta é o fluido absorvente, é um factor a ter em consideração no processo de separação que ocorre no gerador visto que é difícil obter-se o refrigerante, amônia, no estado puro. Para purificar o refrigerante é necessário utilizar-se um equipamento suplementar, o rectificador, que fica localizado após o gerador para eliminar a quantidade residual de água presente no vapor. Uma má implementação do rectificador é penalizante em termos de custos, assim como prejudica o desempenho do sistema, ou seja, um investimento mal ponderado neste componente inflaciona o custo global do sistema de refrigeração e contribui igualmente para um pior desempenho do ciclo, conforme menciona ASHRAE (2009), citando também outros trabalhos e estudos realizados nesta área.

Uma grande diferença entre ambos os sistemas está nas pressões de funcionamento dos respectivos ciclos de absorção. Os sistemas de água/brometo de lítio funcionam geralmente a pressões sub-atmosféricas, sendo que nos sistemas que utilizam amônia como refrigerante, as pressões variam normalmente entre 3 e os 16 bar.

As principais vantagens dos sistemas que usam o ciclo amônia/água são as capacidades de refrigeração para temperaturas abaixo de zero ao contrário da tecnologia que utiliza o par água/brometo de lítio. Para além disto, as baixas temperaturas atingidas, permitem que estes equipamentos possam ser implementados em soluções com temperaturas de operação distintas, como é o caso da refrigeração utilizada em locais com necessidades de potências de congelação elevadas ou também em sistemas de climatização (ASHRAE, 2009).

## 7.2 NOVAS SOLUÇÕES NA REFRIGERAÇÃO

Existem muitos tipos de sistemas de refrigeração que apresentam funcionamentos distintos apesar do objectivo final ser o arrefecimento de um produto ou espaço. Para este fim podem ser utilizadas diversas tecnologias, conforme já mencionado ao longo deste trabalho. É neste sentido que o subcapítulo seguinte apresenta uma tecnologia emergente, que ainda carece de algum desenvolvimento para se tornar uma solução interessante e que combina duas tecnologias distintas, a solar térmica e a refrigeração por absorção. Esta tecnologia híbrida utiliza o sol, como fonte de calor, para activar o funcionamento do equipamento de refrigeração absorção e no final conseguir-se produzir frio.

### 7.2.1 REFRIGERAÇÃO SOLAR

Actualmente têm surgido desenvolvimentos na área da refrigeração solar. Esta área tem merecido a atenção da engenharia visto que, têm surgido muitos estudos sobre estas tecnologias.

Uma das áreas mais interessantes para a aplicação destes sistemas é a climatização visto que, o pico de utilização de equipamentos para arrefecimento de edifícios, coincide com as estações em que a disponibilidade solar é maior. Podem ser usados muitos tipos de tecnologias de captação solar para o fornecimento de energia a diferentes equipamentos de refrigeração, nomeadamente aos chillers de absorção e adsorção, sistema de dissecantes, entre outros. Apesar do potencial da tecnologia de refrigeração solar, os sistemas já existentes não são muito competitivos visto que, apresentam custos iniciais elevados comparativamente a outras soluções. Estes factores combinados com intermitência da radiação solar limitam a implementação destes equipamentos de refrigeração. Os autores Li et al.(2000) enunciam as principais tecnologias de refrigeração solar, desde os colectores solares térmicos passando pelos chillers de absorção, mencionado as suas principais características e comparando os vários tipos de equipamentos.

Apesar das contrariedades têm-se desenvolvido estudos que avaliam o potencial das diversas soluções possíveis para implementar a refrigeração solar, tal como é referido por BEST et al.(1998) e GOSWAMI (1986), que enumeraram as principais tecnologias solares térmicas e tecnologias de produção de frio.

O aproveitamento solar é atingido através do recurso a colectores solares de diversos tipos, dependendo das temperaturas requeridas pela máquina frigorífica de absorção. Entre os painéis solares mais usados, destacam-se os painéis planos, usados para baixas temperaturas, os painéis de tubos de vácuo, para temperaturas na ordem dos 70 a 120 [°C] e os colectores concentradores, usados quando são necessárias temperaturas mais elevadas, superiores a 120 [°C]. As principais tecnologias solares estão indicadas na Tabela 8.

Tabela 8: Tipos de colectores solares e respectiva gama de temperaturas de trabalho (GOSWAMI, 1986)

Tipo de colector	Amplitude de temperaturas ( °C)
Colector plano (CP)	$\leq 70$
Colector plano de alta eficiência	60-120
Colector de tubo de vácuo (CTV)	70-120
Plano com concentrador parabólico (CPC)	100-150
Parabólico	150-350
Parabólico de disco	250-700
Torre receptora de radiação	400-1000

Quanto aos novos desenvolvimentos nesta área, estes centram-se na evolução de chillers de pequena capacidade para o funcionamento com energia solar e mais apropriados para o sector doméstico. Para além da tecnologia solar térmica, também podem encontrar-se sistemas de refrigeração que adoptam painéis solares fotovoltaicos. Esta última tecnologia não é muito consensual em sistemas de refrigeração por absorção, visto que a energia eléctrica produzida seria mais útil para os *chillers* de compressão e não para os de absorção (RUDISCHER et al., 2005).

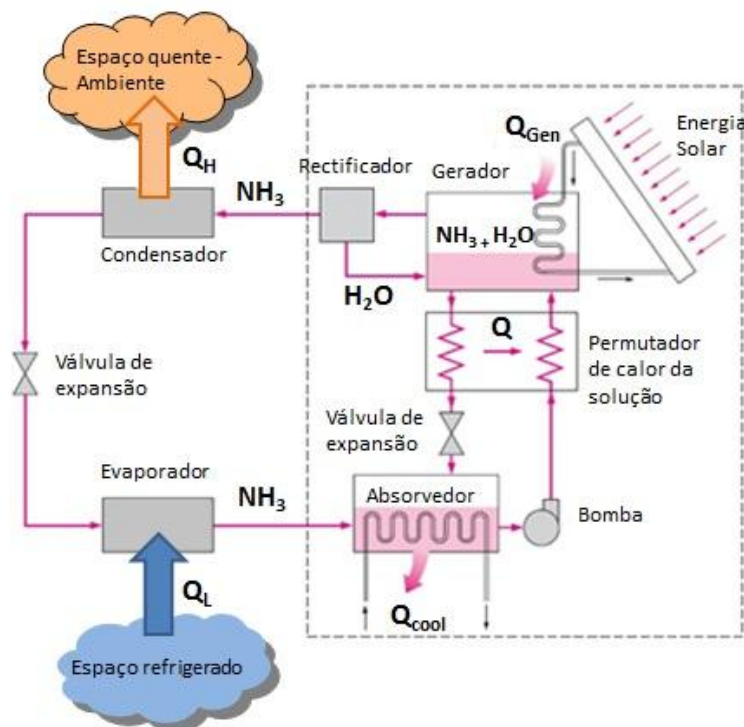


Figura 28: Sistema de refrigeração solar (CENGEL et al., 2006)

O colector solar é o dispositivo responsável pela absorção e transferência da radiação solar para um fluido sob a forma de energia térmica. O calor recolhido nos colectores é introduzido no gerador do chiller de absorção. Neste tipo de sistemas podem

existir reservatórios de armazenamento que permitem uma maior estabilidade do sistema. O fornecimento de calor através dos painéis solares em grande parte das soluções não é suficiente, sendo por isso necessário utilizar-se uma caldeira auxiliar de modo a colmatar a procura total de calor necessários ao sistema.



## 8. MODELAÇÃO DO SISTEMA DE ABSORÇÃO

Neste capítulo, está inserida a componente principal do presente trabalho, que é a modelação do sistema de refrigeração por absorção. O modelo desenvolvido pretende analisar o desempenho do sistema de absorção através da simulação de diversas condições de operação do ciclo de forma a maximizar o sistema. O modelo será baseado num funcionamento em estado estacionário.

### 8.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

Os processos de transferência de calor em máquinas térmicas de absorção são complexos na medida em que, a transferência de calor ocorre simultaneamente com processos de transferência de massa e mudança de fase de uma mistura binária de fluidos.

### 8.2 DESCRIÇÃO DO MODELO

O modelo de simulação desenvolvido considera que o sistema opera em estado estacionário, onde cada componente do mesmo sistema é analisado individualmente como um volume de controlo, com os seus parâmetros de entrada e de saída.

Cada componente do modelo de simulação é representado por um conjunto de equações que descrevem o comportamento termodinâmico do volume de controlo. Estas equações representam as variações de massa e de energia que ocorrem no sistema. Estas variações são contabilizadas através de balanços mássicos e energéticos para cada volume de controlo do sistema de absorção. As variações de energia associadas à energia cinética e energia potencial gravítica foram desprezadas nas simulações realizadas.

Aplicando os balanços mássicos e energéticos assim como, usando as equações referentes ao estado da mistura de fluidos, refrigerante e fluido absorvente, calculam-se as propriedades termodinâmicas dos pontos fundamentais do ciclo de absorção.

Para estudar o sistema é necessário simplificar as premissas do mesmo, assumindo determinadas soluções que permitem obter resultados aproximados, sem grande distorção da realidade. As simplificações assumidas estão explicitas na Tabela 9:

Tabela 9: Pressupostos assumidos para a análise do sistema de refrigeração

Pressupostos
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Análise em condições de estado estacionário</li> <li>• Não existem perdas de carga ( as variações de pressão ocorrem apenas nas válvulas de expansão e na bomba) – Todas a perdas por atrito são ignoradas</li> <li>• Não existem ganhos ou perdas de calor para o ambiente ao longo do circuito</li> <li>• O fluido refrigerante deixa o evaporador no estado de vapor saturado</li> <li>• A solução fraca que deixa o absorvedor está no estado de saturação</li> <li>• Condição de líquido saturado à saída do gerador, no retorno da solução para o absorvedor</li> <li>• À saída do rectificador, o fluido refrigerante está no estado de vapor saturado</li> <li>• À saída do condensador o fluido refrigerante está no estado de líquido saturado</li> <li>• As válvulas de expansão são consideradas isentálpicas</li> <li>• O fluxo mássico da solução fraca que vai do absorvedor para o gerador é sempre constante, não existindo flutuações no bombeamento</li> </ul>

A Figura 29 mostra um esquema de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito em que está representado um circuito simplificado e ilustrativo do funcionamento do mesmo.

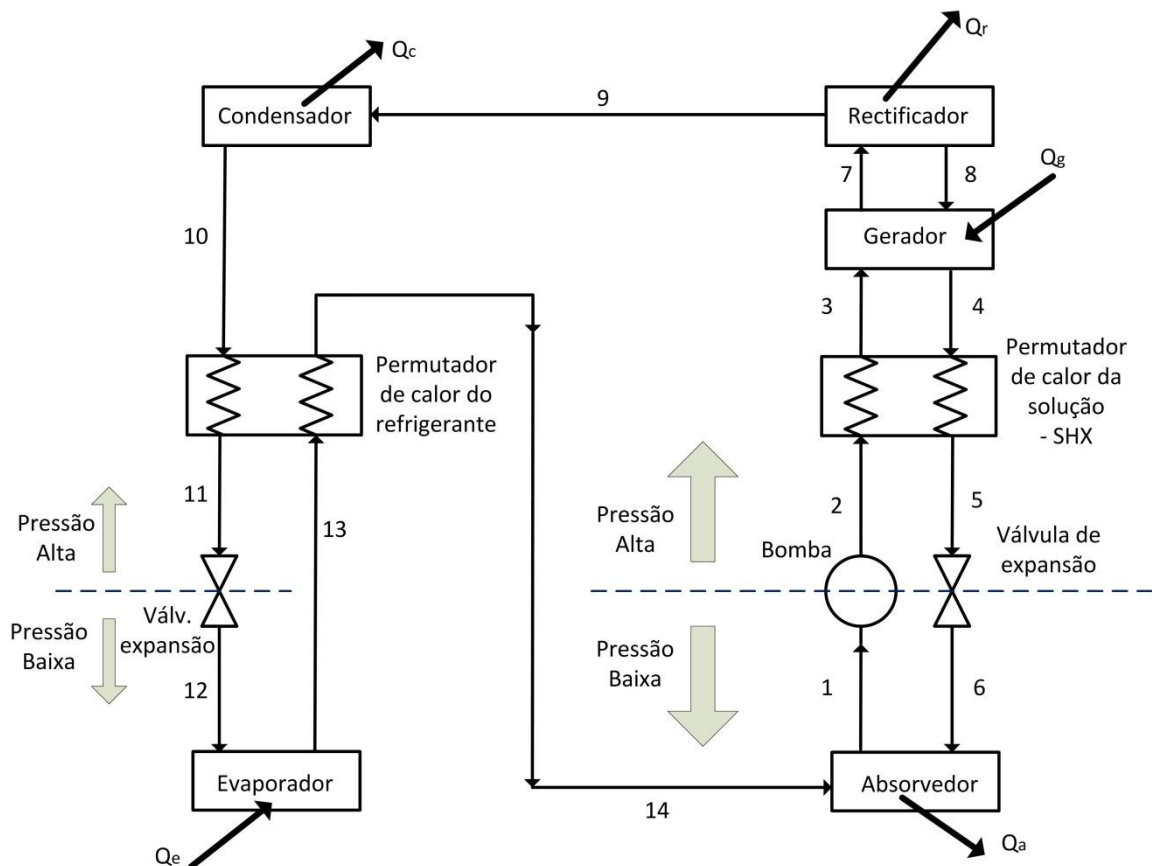


Figura 29: Representação esquemática do funcionamento de um sistema de absorção

O esquema da figura anterior, que representa um ciclo de refrigeração por absorção simplificado, é utilizado por muitos autores para uma modelação simples destes sistemas visto que, permite obter resultados bastante aproximados do comportamento real deste tipo de sistemas. Para efeitos de simplificação das simulações, este sistema apresentado é uma solução válida a considerar como demonstram HEROLD et.al (1996). Porém, o mesmo autor demonstra que é possível utilizarem-se modelações mais elaboradas que aumentam a complexidade do sistema e da respectiva análise através das simulações. A adopção de alguns componentes, como uma coluna de rectificação antes do rectificador, ou então a adição de outros permutadores de calor aumentam significativamente a dificuldade de modelação do circuito de refrigeração. Outros autores ignoram mesmo a utilização do rectificador de forma a simplificarem ainda mais a sua análise, porém assumem que o vapor de amónia no ponto 9, da figura anterior, contém uma fracção de amónia aproximadamente igual a 99%. Com este pressuposto é possível garantir que o sistema apresenta um comportamento aproximado aos sistemas que utilizam o rectificador na sua modelação visto que, assumem as características do vapor de refrigerante à saída do rectificador como parâmetro de entrada, ou seja, já se conhece a sua composição previamente (MENDES et al., 2007).

### 8.3 CASO REAL E AS IRREVERSIBILIDADES

Os processos termodinâmicos reais são caracterizados pela existência de irreversibilidades. Estas irreversibilidades são causadas por processos em que é dissipada energia de formas diversas, ou seja existe energia que vai ser perdida ou desperdiçada. As fontes de irreversibilidades podem ser: o atrito, a transferência de calor, os processos de expansão, as misturas de fluidos, as reacções químicas, entre outras.

As irreversibilidades dos processos termodinâmicos podem ser quantificadas através da geração de entropia que ocorre nos mesmos. A irreversibilidade de um determinado processo é calculada através do produto da geração de entropia pela temperatura de referência em *Kelvin* (MORAN et al., 2002).

O sistema de absorção pode ser analisado considerando as suas irreversibilidades ou por outro lado pode considerar-se o sistema como ideal ou seja, reversível. As irreversibilidades termodinâmicas ocorrem sempre que existe transporte de quantidade de movimento, massa ou calor (HEROLD et al., 1996). Estudos mais aprofundados sobre as irreversibilidades de processos térmicos podem ser encontradas em diversas obras dedicadas ao assunto, como por exemplo nos trabalhos realizados por (ALEFELD, 1987, BEJAN, 1982).

Num sistema bem dimensionado as maiores irreversibilidades ocorrem nos processos de transferência de calor. Este facto é evidenciado através da análise do estado do fluido à entrada e à saída de cada componente, calculando o valor de geração de entropia para cada elemento do sistema. Analisando os valores de entropia dos diversos componentes, é possível encontrar os pontos do ciclo onde existe um maior declínio de desempenho, pois estes coincidem com os pontos de maior geração de entropia (HEROLD et al., 1996).

Nesta dissertação não foram calculados os valores de geração de entropia, porém este parâmetro é mencionado em diversos trabalhos sobre a refrigeração por absorção como um parâmetro adicional que permite otimizar os resultados obtidos, na medida em que, os autores identificam os pontos críticos dos sistemas através dos valores de geração de entropia.

## 8.4 CÁLCULO DAS PROPRIEDADES DA MISTURA

### 8.4.1 ROTINA DE CÁLCULO DO EES

#### Valores de entrada (*inputs*)

Os parâmetros de entrada são necessários para definir as condições de funcionamento do sistema de absorção. Os valores de entrada necessários são algumas temperaturas, estado da solução, valores das pressões de funcionamento e caudal da solução. Através destas informações iniciais vão ser calculadas as propriedades de cada um dos pontos do sistema através de uma rotina existente no programa EES. Esta rotina foi desenvolvida com base em estudos realizados sobre as propriedades da mistura de amónia e água. O programa de cálculo pode ser modificado pelo utilizador, podendo desta forma adicionar-se novas funcionalidades ou procedimentos de cálculo ao programa, de forma a aumentar a funcionalidade da rotina. Através da introdução de três valores de propriedades da mistura de amónia e água, como por exemplo, pressão, temperatura e fracção mássica de amónia na solução, a rotina consegue calcular as restantes propriedades termodinâmicas através das correlações existentes. As restantes propriedades são, a entalpia, a entropia, a energia interna, o volume específico e o estado do fluido. No total são 8 propriedades, sendo necessário o conhecimento de três desses valores de entrada, para que a rotina calcule os restantes valores (IBRAHIM et al., (1993)).

Outras correlações sobre as propriedades da mistura de amónia e água podem ser encontradas em trabalhos, tais como o levado a cabo por TILLNER-ROTH, e que estão integrados no programa *NIST REFPROP*, também denominado por *NIST Standard Reference Database*. É de salientar que é possível interligar o *REFPROP* a outros programas, através de uma interface que permite utilizar um *software* de resolução de equações, por exemplo o EES, acedendo através deste à base de dados do *REFPROP*. Só é possível aceder às várias bases de dados sobre propriedades de fluidos refrigerantes, através da compra dos direitos de utilização do programa acima mencionado (TILLNER-ROTH, 1998, TILLNER-ROTH et al., 1998).

A rotina que fornece as propriedades termodinâmicas da mistura amónia e água, é dada pela formulação seguinte:

Call NH3H2O(Code; x1; x2; x3: T; P; x; h; s; u; v; Qu) (8.1)

Os parâmetros de entrada são definidos pelas expressões, Code, x1,x2 e x3. A expressão *Code*, refere-se a um número inteiro de três dígitos, referentes às propriedades, temperatura (T), pressão (P), fracção mássica de amónia (x), entalpia (h), entropia (s), energia interna (u), fracção volúmica (v), e estado do fluido (Qu), numeradas de 1 a 8 respectivamente. Por exemplo, se o parâmetro *Code*, apresentar a sequência 123, significa que os parâmetros de entrada, x1, x2 e x3 são respectivamente a temperatura, a pressão e a fracção mássica de amónia. Os algarismos das propriedades de *input*, correspondem às posições nos parâmetros de saída.

A rotina de cálculo suporta diversas combinações de parâmetros de entrada, através das quais o programa EES consegue calcular as restantes propriedades da mistura de amónia-água, dadas três propriedades termodinâmicas. É de referir que esta formulação também admite que se fixem um ou mais valores dos parâmetros de saída, levando o EES a realizar um cálculo iterativo de forma a determinar os correspondentes valores de entrada(KLEIN, 2006).

## 8.5 SISTEMA DE ABSORÇÃO – 1º CASO

### 8.5.1 SISTEMA DE SIMPLES EFEITO

Conforme mencionado no capítulo 1, o sistema de refrigeração é modelado de acordo com leis de conservação de massa e energia em estado estacionário, que obedecem à primeira e segunda lei da termodinâmica. Este princípio é aplicado a todos os componentes do sistema, os quais são analisados individualmente como um volume de controlo, onde podem existir fluxos de massa, calor ou trabalho a entrar ou a sair (HEROLD et al., 1996).

O primeiro modelo criado, é um ciclo de refrigeração de simples efeito, em que não existem permutadores de calor da solução nem do refrigerante.

O esquema representativo do sistema modelado é o que se encontra explícito na Figura 30, que contem os principais componentes do ciclo de refrigeração e possibilita a visualização dos fluxos de calor existentes no equipamento, de acordo com as simplificações adoptadas. A numeração existente na figura vai servir como base para a formulação termodinâmica através das expressões matemáticas que regem o processo. Através desta formulação e das propriedades da mistura dos fluidos vai ser possível calcular os parâmetros mais importantes para avaliar o desempenho do ciclo de refrigeração, desde o COP, passando pela capacidade de refrigeração e pela potência calorífica necessária no gerador.

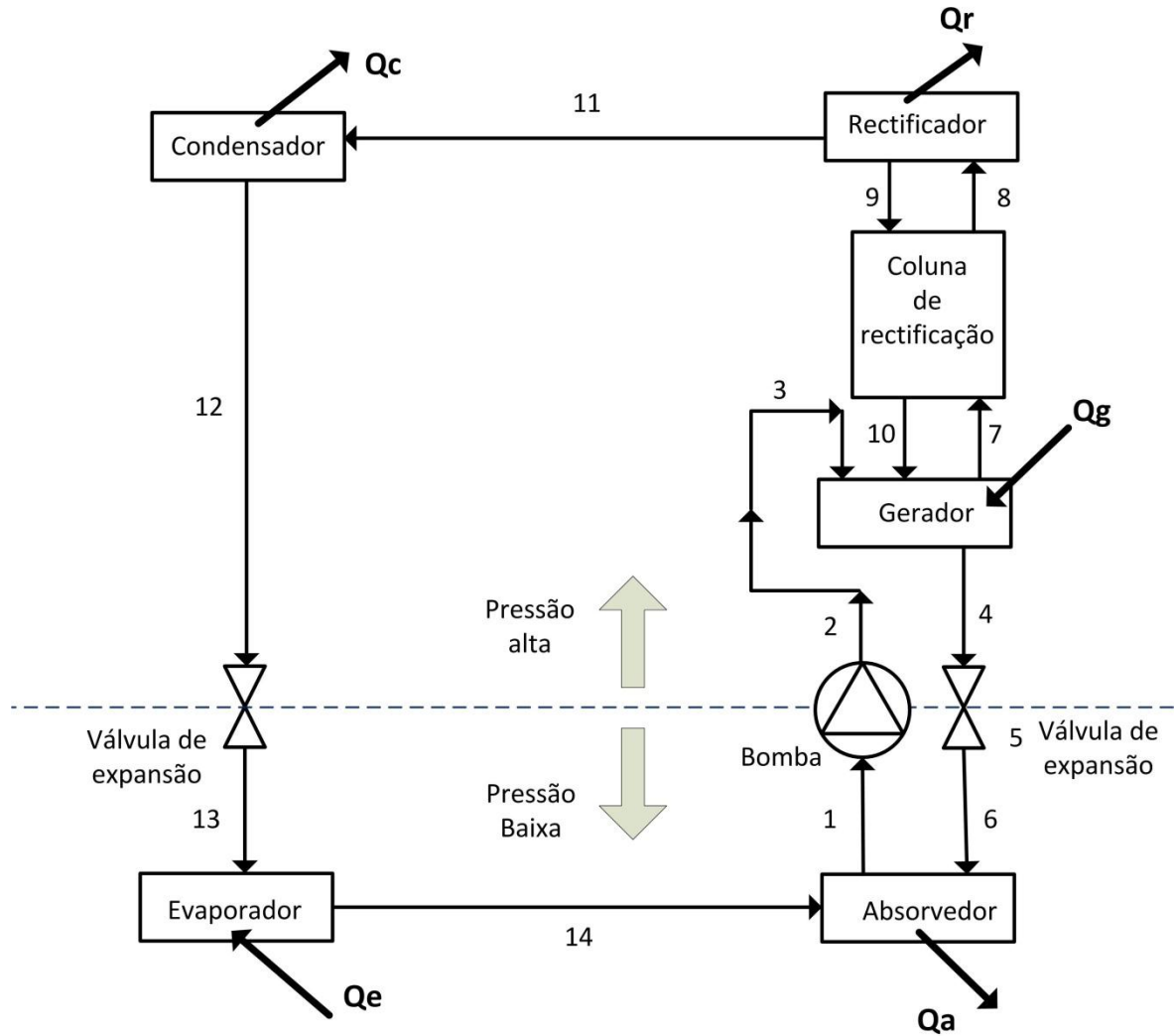


Figura 30: Esquema do sistema de refrigeração de simples efeito sem permutadores de calor da solução e refrigerante

### 8.5.2 BALANÇOS MÁSSICOS E ENERGÉTICOS

Através de balanços mássicos e energéticos ao sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, representado na Figura 30, obteve-se o seguinte conjunto de equações que definem o sistema mencionado:

#### Absorvedor

$$\dot{m}_{14} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1 \quad (8.2)$$

$$\dot{m}_{14} x_{14} + \dot{m}_6 x_6 = \dot{m}_1 x_1 \quad (8.3)$$

$$\dot{m}_{14} h_{14} + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_a \quad (8.4)$$

Bomba

$$\dot{W}_b = \frac{\dot{m}_1 v_1 \cdot (P_{high} - P_{low})}{\eta_b} \quad (8.5)$$

Gerador

De acordo com HEROLD et al.(2006), o calor fornecido ao gerador é utilizado em dois momentos: processo de mudança de fase (calor latente) e processo de aquecimento do restante fluido no gerador (calor sensível).

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (8.6)$$

$$\dot{m}_3 x_3 + \dot{m}_{10} x_{10} = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7 \quad (8.7)$$

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{Q}_g = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 \quad (8.8)$$

Coluna de rectificação

$$\dot{m}_7 + \dot{m}_9 = \dot{m}_8 + \dot{m}_{10} \quad (8.9)$$

$$\dot{m}_7 x_7 + \dot{m}_9 x_9 = \dot{m}_8 x_8 + \dot{m}_{10} x_{10} \quad (8.10)$$

$$\dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{10} h_{10} \quad (8.11)$$

Rectificador

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 + \dot{m}_{11} \quad (8.12)$$

$$\dot{m}_8 x_8 = \dot{m}_9 x_9 + \dot{m}_{11} x_{11} \quad (8.13)$$

$$\dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{Q}_r \quad (8.14)$$

Válvula de expansão da solução

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (8.15)$$

$$x_4 = x_5 \quad (8.16)$$

Como a válvula é considerada isentálpica vem:

$$h_4 = h_5 \quad (8.17)$$

### Condensador

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (8.18)$$

$$\dot{m}_{11}x_{11} = \dot{m}_{12}x_{12} \quad (8.19)$$

$$\dot{m}_{11}h_{11} = \dot{m}_{12}h_{12} + \dot{Q}_c \quad (8.20)$$

$$(8.21)$$

### Válvula de expansão do refrigerante

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \quad (8.22)$$

$$x_{12} = x_{13} \quad (8.23)$$

Tal como para a válvula de expansão da solução, esta também é considerada isentálpica, então a entalpia à entrada e à saída são iguais:

$$h_{12} = h_{13} \quad (8.24)$$

### Evaporador

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (8.25)$$

$$\dot{m}_{13}x_{13} = \dot{m}_{14}x_{14} \quad (8.26)$$

$$\dot{m}_{13}h_{13} + \dot{Q}_e = \dot{m}_{14}h_{14} \quad (8.27)$$

Os parâmetros de entrada serão indicados após a apresentação de todos os modelos desenvolvidos.

## 8.6 SISTEMA ABSORÇÃO – 2º CASO

### 8.6.1 SISTEMA DE SIMPLES EFEITO COM PERMUTADOR DE CALOR DE SOLUÇÃO

O sistema de absorção apresentado anteriormente pode ser alterado de diversas formas e continuar a formar um ciclo de simples efeito, se o calor continuar a ser adicionado ao gerador da mesma forma, ou seja, num único estágio. O ciclo de absorção apresentado nesta secção, relativamente ao ciclo anteriormente descrito difere apenas



num componente, o permutador de calor da solução (SHX), que é inserido na ligação entre o absorvedor e o gerador do sistema de absorção.

A representação esquemática deste novo ciclo de simples efeito é apresentada na Figura 31.

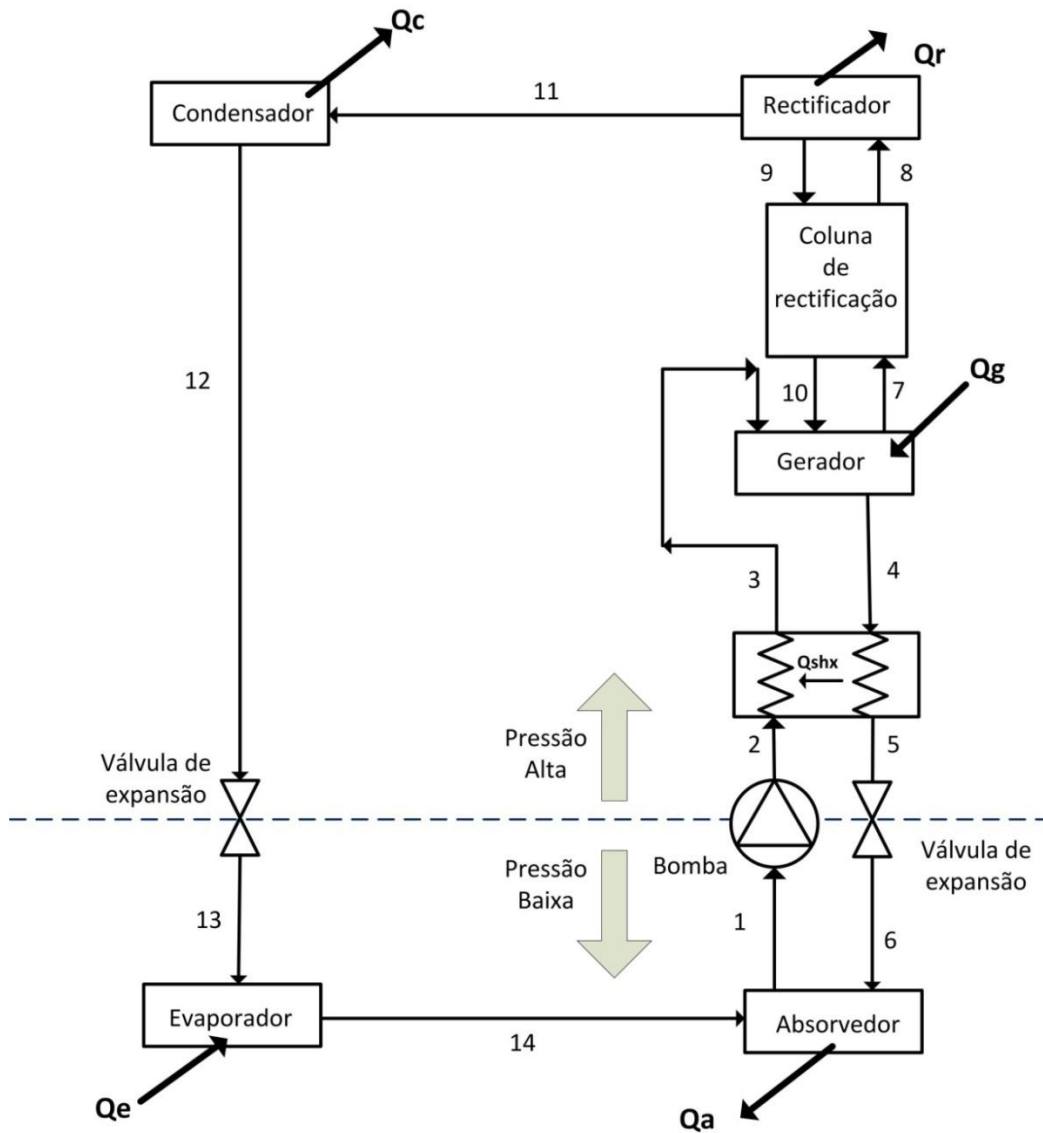


Figura 31: Esquema de sistema de absorção, de simples efeito, com permutador de calor da solução

### 8.6.2 NOVAS EQUAÇÕES DOS BALANÇOS

#### Absorvedor

$$\dot{m}_{14} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1 \quad (8.28)$$

$$\dot{m}_{14}x_{14} + \dot{m}_6x_6 = \dot{m}_1x_1 \quad (8.29)$$

$$\dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_6h_6 = \dot{m}_1h_1 + \dot{Q}_a \quad (8.30)$$

#### Bomba

$$\dot{W}_b = \frac{\dot{m}_1 v_1 \cdot (p_{high} - p_{low})}{\eta_b} \quad (8.31)$$

#### Gerador

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (8.32)$$

$$\dot{m}_3x_3 + \dot{m}_{10}x_{10} = \dot{m}_4x_4 + \dot{m}_7x_7 \quad (8.33)$$

$$\dot{m}_3h_3 + \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{Q}_g = \dot{m}_4h_4 + \dot{m}_7h_7 \quad (8.34)$$

#### Permutador de calor da solução ( SHX )

$$\varepsilon_{SHX} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad (8.35)$$

$$\dot{Q}_{shx} = \dot{m}_4(h_5 - h_4) = \dot{m}_1(h_3 - h_2) \quad (8.36)$$

#### Válvula de expansão da solução

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (8.37)$$

$$x_5 = x_6 \quad (8.38)$$

A válvula de expansão é considerada isentálpica, ou seja, a entalpia do fluido à entrada é igual à entalpia à saída da válvula

#### Coluna de rectificação

$$\dot{m}_7 + \dot{m}_9 = \dot{m}_8 + \dot{m}_{10} \quad (8.39)$$

$$\dot{m}_7x_7 + \dot{m}_9x_9 = \dot{m}_8x_8 + \dot{m}_{10}x_{10} \quad (8.40)$$

$$\dot{m}_7h_7 + \dot{m}_9h_9 = \dot{m}_8h_8 + \dot{m}_{10}h_{10} \quad (8.41)$$

#### Rectificador

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 + \dot{m}_{11} \quad (8.42)$$

$$\dot{m}_8 x_8 = \dot{m}_9 x_9 + \dot{m}_{11} x_{11} \quad (8.43)$$

$$\dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{11} h_{11} + Q_r \quad (8.44)$$

#### Condensador

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (8.45)$$

$$\dot{m}_{11} x_{11} = \dot{m}_{12} x_{12} \quad (8.46)$$

$$\dot{m}_{11} h_{11} = \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{Q}_c \quad (8.47)$$

#### Válvula de expansão do refrigerante

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \quad (8.48)$$

$$x_{12} = x_{13} \quad (8.49)$$

Tal como para a válvula de expansão da solução, esta também é considerada isentálpica, então a entalpia à entrada e à saída são iguais:

$$h_{12} = h_{13} \quad (8.50)$$

#### Evaporador

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (8.51)$$

$$\dot{m}_{13} x_{13} = \dot{m}_{14} x_{14} \quad (8.52)$$

$$\dot{m}_{13} h_{13} + \dot{Q}_e = \dot{m}_{14} h_{14} \quad (8.53)$$

## 8.7 SISTEMA DE ABSORÇÃO – 3º CASO

### 8.7.1 SISTEMA DE SIMPLES EFEITO COM 2 PERMUTADORES DE CALOR (SHX E CEHX)

O sistema de refrigeração de simples efeito representado na Figura 31 pode ser modificado de forma simples, adicionando um permutador de calor ao sistema no lado onde circula o fluido refrigerante. Este permutador de calor, que fica localizado entre o condensador e o evaporador, também é denominado por arrefecedor do fluido refrigerante. A implementação deste permutador de calor visa aumentar o desempenho

global do sistema em relação ao ciclo de refrigeração mais simples apresentado anteriormente (SHX). Através da simulação do novo ciclo de refrigeração pretende-se verificar a variação do desempenho do sistema com o permutador de calor do refrigerante (CEHX) em relação aos sistemas anteriores. A Figura 32 representa o esquema do sistema de refrigeração do 3º caso de estudo.

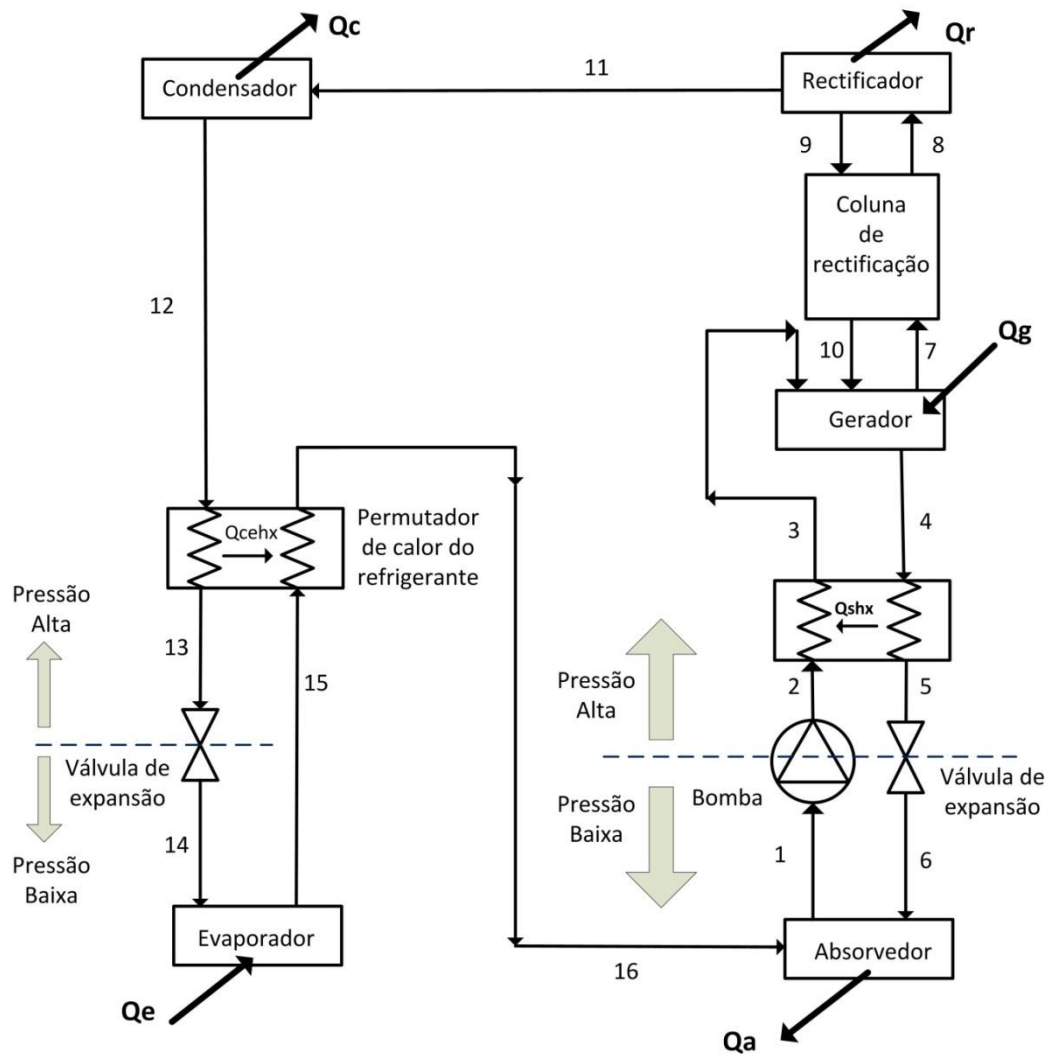


Figura 32: Esquema do sistema de absorção de simples efeito com permutador de calor da solução e de refrigerante

Adaptando as equações utilizadas no sistema anterior, através da introdução de um novo balanço mássico e energético ao permutador de calor do refrigerante (CEHX), assim como alterando as equações dos balanços referentes ao absorvedor, obtêm-se as equações necessárias para modificar o sistema do 2º caso de estudo e adaptá-lo ao do caso de estudo nº3.

Absorvedor

$$\dot{m}_{16} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1 \quad (8.54)$$

$$\dot{m}_{16} x_{16} + \dot{m}_6 x_6 = \dot{m}_1 x_1 \quad (8.55)$$

$$\dot{m}_{16} h_{16} + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_a \quad (8.56)$$

Permutador de calor do refrigerante (CEHX)

$$\varepsilon_{CEHX} = \frac{T_{12} - T_{13}}{T_{12} - T_{15}} \quad (8.57)$$

$$\dot{Q}_{CEHX} = \dot{m}_{12} (h_{13} - h_{12}) = \dot{m}_{15} (h_{16} - h_{15}) \quad (8.58)$$

A partir das expressões dos balanços mássicos e energéticos anteriores calculam-se os parâmetros mais importantes para a análise do ciclo de absorção, através da introdução de alguns valores de entrada. Os resultados mais importantes para a análise do desempenho do ciclo são: as quantidades de calor absorvido ou libertada pelos diversos componentes e o valor de COP do ciclo, ou seja, o seu coeficiente de desempenho.

## 8.7.2 PARÂMETROS DE ENTRADA

Para se realizarem as simulações, dos vários casos de estudo, foi necessário utilizarem-se diversos parâmetros de entrada. Estes variáveis são necessárias para definir o funcionamento dos diversos ciclos de absorção apresentados anteriormente, referentes aos casos de estudo. Como valores de entrada iniciais foram definidas algumas temperaturas, pressões, caudais, entre outros parâmetros relevantes. Os parâmetros de entrada (“inputs”) encontram-se explícitos na Tabela 10.

Tabela 10: Parâmetros de entrada dos ciclos de absorção modelados

Inputs		Valor	Unidades
Caudal na bomba	$\dot{m}_1$	1	kg/s
Pressão alta	$P_{high}$	15,55	bar
Pressão baixa	$P_{low}$	2,44	bar
Temperatura de saída do absorvedor	$T_a = T_1$	40	°C
Temperatura à saída do gerador	$T_g = T_4$	130	°C
Temperatura à saída do condensador	$T_c = T_{12}$	40	°C
Temperatura de saturação à saída do evaporador	$T_e = T_{14}$	-10	°C
	$T_e = T_{15}$ (3º caso de estudo)		
Fracção mássica de amónia à saída do evaporador	$X_{14}$ ou $X_{15}$	99,96	%
Eficiência da bomba	$\eta_{bomba}$	50	%
Efectividade do permutador de calor da solução	$\varepsilon_{shx}$	0,8	—
Efectividade do permutador de calor do refrigerante	$\varepsilon_{cehx}$	0,8	—

O coeficiente de desempenho (COP) de um sistema de refrigeração por absorção é dado pela expressão representada abaixo (HEROLD et al., 1996):

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_b} \quad (8.59)$$

A expressão anterior relaciona a capacidade de refrigeração ( $Q_e$ ) com energia total fornecida ao sistema ( $Q_g + W_b$ ), sobre a forma de calor no gerador e energia mecânica através da bomba.

Para determinar a eficiência da refrigeração é necessário calcular o valor do  $COP_{ideal}$ , que é obtido através de uma relação entre as temperaturas de trabalho do ciclo de absorção (HEROLD et al., 1996).

$$COP_{ideal} = \frac{T_e}{T_g} \left( \frac{T_g - T_a}{T_c - T_e} \right) \quad (8.60)$$

Conhecendo os valores de COP e  $COP_{ideal}$ , pode-se calcular o valor referente à eficiência da refrigeração através da expressão seguinte:

$$Eficiência_{Refrigeração} = \frac{COP}{COP_{ideal}} \quad (8.61)$$

## 8.8 VALIDAÇÃO DO MODELO DESENVOLVIDO

Para validar o sistema modelado, compararam-se os resultados obtidos nas simulações com outros sistemas modelados por outros autores e que são apresentados em diversas publicações.

Atribuindo os mesmos parâmetros de entrada e considerando as simplificações efectuadas no ciclo de absorção de simples efeito apresentado pela ASHRAE (2009), foi possível realizar uma simulação com condições semelhantes relativamente ao sistema apresentado pelo último autor. No final obtiveram-se resultados que puderam ser comparados com os sistemas dos casos de estudo desenvolvidos neste trabalho. Os principais parâmetros de entrada utilizados no sistema desenvolvido pela ASHRAE(2009) estão indicados na Tabela 11.

Tabela 11: Parâmetros de entrada do sistema de absorção de simples efeito da ASHRAE

Inputs		Valor	Unidades
Capacidade de refrigeração	$Q_e$	1760	$kW$
Caudal na bomba	$\dot{m}_1$	10,65	$kg/s$
Pressão alta	$P_{high}$	14,60	$bar$
Pressão baixa	$P_{low}$	5,15	$bar$
Temperatura de saída do absorvedor	$T_a = T_1$	40,6	$^{\circ}C$
Temperatura de saída do gerador	$T_g = T_4$	95	$^{\circ}C$
Temperatura de saída do rectificador	$T_{11}$	55	$^{\circ}C$
Efectividade do permutador de calor da solução	$\varepsilon_{shx}$	0,629	—
Efectividade do permutador de calor do refrigerante	$\varepsilon_{cehx}$	0,629	—

O modelo apresentado pela ASHRAE é semelhante ao modelo representado pela Figura 32, correspondente ao 3º caso de estudo, com excepção da coluna de rectificação que não é considerada no modelo ASHRAE por questões de simplificação das simulações e respectivas análises. Apesar disto, a semelhança entre os sistemas permitiu a utilização da formulação termodinâmica referente ao sistema do caso de estudo 3, apresentado anteriormente, eliminando apenas a coluna de rectificação. Os parâmetros de entrada do sistema ASHRAE são diferentes dos utilizados nos casos de estudo, como se pode constatar pela comparação da Tabela 10 e Tabela 11. A principal diferença centra-se no facto da capacidade de refrigeração,  $Q_e = 1760 [kW]$ , estar definida como um dos parâmetros de entrada no modelo apresentado pela ASHRAE(2009), ou seja, é estabelecida inicialmente a capacidade de refrigeração do sistema.

Os restantes pressupostos assumidos no sistema ASHRAE são semelhantes aos utilizados para os casos de estudo apresentados. A diferença mais significativa está no rendimento assumido para a bomba e na simplificação da coluna de rectificação. No modelo da ASHRAE é utilizado um rendimento da bomba de 100% em contraste com o rendimento de 50% do modelo do caso de estudo 3. O rectificador apresentado é uma aproximação aos sistemas que possuem coluna de rectificação como o apresentado nos casos de estudo desta dissertação.

Após a simulação obtiveram-se os principais parâmetros de saída para os modelos termodinâmicos desenvolvidos, modelo inicial representado na Figura 29, e pelo modelo do caso de estudo 3, representado pelo esquema da Figura 32 que podem ser comparados com os valores apresentados no artigo da ASHRAE(2009).

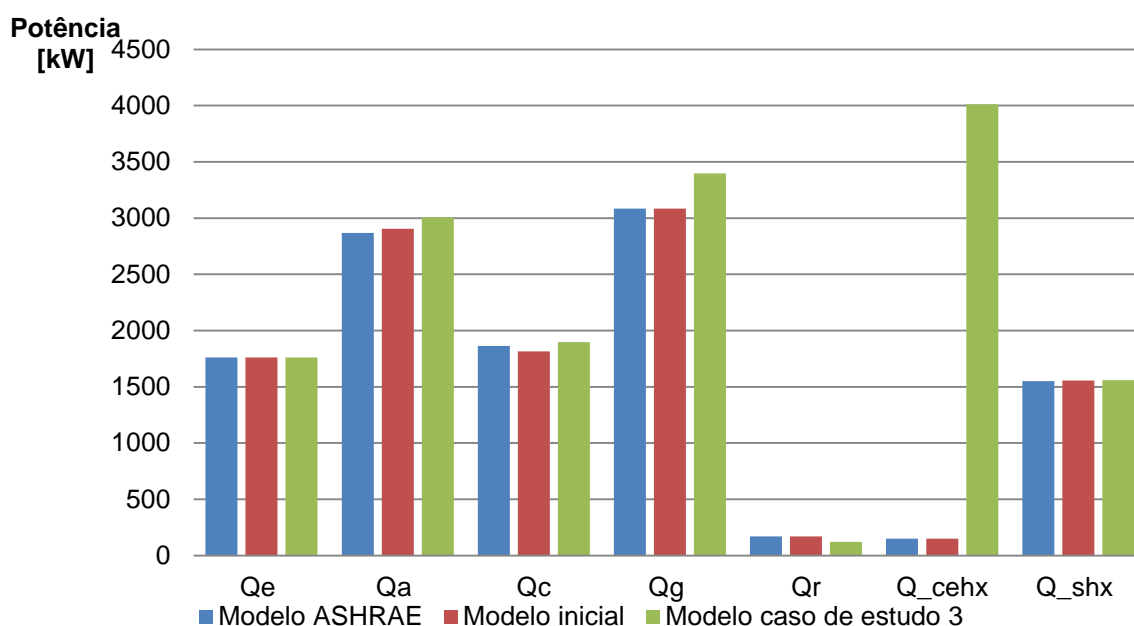


Figura 33: Comparação entre as capacidades térmicas do modelo ASHRAE e os modelos desenvolvidos, inicial e o do caso de estudo 3

No gráfico da Figura 33 encontram-se representadas as potências térmicas dos diversos componentes dos sistemas de refrigeração por absorção. Podem comparar-se as capacidades térmicas dos modelos desenvolvidos, modelo inicial e caso de estudo 3, com o modelo proposto pela ASHRAE. Da comparação efectuada verifica-se que os desvios para as potências de trabalho dos vários componentes do modelo inicial em relação ao sistema da ASHRAE são no geral inferiores a 2%. O maior desvio de potência calorífica ocorre no condensador apresentando uma diferença de 2,6% em relação ao resultado obtido do modelo da ASHRAE. Lembra-se que o valor  $Q_e$  foi um dos parâmetros de entrada do sistema, sendo referente à potência de refrigeração requerida, razão pela qual não existem diferenças entre os valores apresentados. No final, o desvio do COP do sistema modelado em relação ao modelo apresentado pela ASHRAE foi de cerca de 0,5%.

Na comparação do modelo ASHRAE com o caso de estudo 3, que possui uma coluna rectificadora, constata-se que existem desvios mais significativos sobretudo no calor necessário para o gerador, que é cerca de 10% superior no modelo com coluna de rectificação. Este facto prejudica directamente o COP, pois este vai ser inferior ao apresentado pela ASHRAE em cerca de 10%.

Após esta análise e considerando os pequenos desvios existentes, admite-se que o modelo desenvolvido constitui uma aproximação satisfatória ao sistema apresentado pela ASHRAE (2009), podendo ser usado em simulações posteriores (PRATIHAR et al., 2010). Apesar do modelo que utiliza a coluna de rectificação apresentar maiores desvios em relação ao sistema da ASHRAE, foi seleccionado para os ensaios e simulações posteriores, pois representa uma aproximação mais fiel aos sistemas reais que possuem implementado este tipo de solução conforme mencionam vários autores (HEROLD et al., 1996).



## 8.9 OPTIMIZAÇÃO

A optimização é uma componente importante no dimensionamento de um sistema consumidor de energia, neste caso, do sistema de refrigeração por absorção. A primeira consideração lógica será otimizar o valor do COP, visto que um aumento do desempenho do circuito significaria uma utilização mais eficiente da energia, ou seja, com um melhor aproveitamento da mesma. Esta filosofia de optimização pode não ser o caminho ideal a seguir, conforme mencionam vários autores da bibliografia consultada, visto que este método ignora os custos iniciais do equipamento. Outra razão pela qual a maximização do COP não é método mais apropriado, deve-se ao facto deste variar inversamente com o aumento da capacidade do equipamento, ou seja teoricamente o COP máximo seria atingido para uma capacidade perto de zero (ADEWUSI et al., 2004, HEROLD et al., 1996).

Um método alternativo para melhorar um sistema de absorção passa pela maximização da capacidade de refrigeração para um dado custo inicial. Este conceito é citado por HEROLD et al.(1996) e proposto por diversos outros autores na literatura que desenvolveram esforços na optimização de sistemas de refrigeração por absorção. O conceito baseia-se no cálculo da área ideal de cada permutador de calor, partindo de um valor fixo de área total disponível para os permutadores. Deste modo, limitando a área total disponível para os permutadores de calor é possível simular qual a configuração que maximiza a capacidade do sistema de refrigeração. Este método supõe que o custo do sistema se mantém aproximadamente fixo, visto que a área total dos permutadores mantém-se inalterada. Na literatura podem encontrar-se vários métodos de melhoria de sistemas de absorção, como por exemplo, o modelo de ordem zero, que é uma base de análise de optimização deste tipo de sistemas (HEROLD et al., 1996).

Para garantir um melhor aproveitamento do sistema de absorção também se podem simular variações nas temperaturas de trabalho do ciclo modelado. Este método pressupõe um cálculo iterativo em que, através da variação das três temperaturas principais, a temperatura da fonte quente, a temperatura de condensação e a temperatura de evaporação, obtém-se um valor optimizado para o COP do sistema.



## 9. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados obtidos através das simulações realizadas no EES, para os vários casos estudo, são apresentados e discutidos neste capítulo. Também serão apresentadas soluções de optimização para os sistemas propostos inicialmente e verificadas quais principais melhorias obtidas.

Nesta secção são apresentados os principais resultados, podendo ser consultado em anexo os valores obtidos para os vários pontos dos ciclos de absorção modelados e que são utilizados nos cálculos intermédios dos balanços mássicos e energéticos.

### 9.1 COMPARAÇÃO DOS 3 CASOS DE ESTUDO

Nesta secção são apresentados os resultados fundamentais dos 3 casos de estudo enunciados no capítulo anterior. Vão ser indicados os resultados obtidos para algumas variáveis como o COP, COP ideal e respectiva eficiência da refrigeração, assim como serão evidenciadas as principais diferenças obtidas entre cada sistema.

#### 9.1.1 COP E CAPACIDADES DOS SISTEMAS

Na Tabela 12 estão explícitos os coeficientes de desempenho real (COP) e ideal ( $COP_{ideal}$ ) dos diferentes sistemas modelados assim como, a eficiência do ciclo de refrigeração. É evidenciada ainda a evolução, em percentagem, do COP entre os respectivos casos de estudo.

Tabela 12: COP's dos sistemas simulados e respectiva evolução

Sistema	Caso de estudo 1 (Sem HXs)	Caso de estudo 2 (SHX)	Caso de estudo 3 (SHX e CEHX)
COP	0,213	0,375	0,434
COP ideal	1,175	1,175	1,175
Eficiência Refrigeração	18,1%	31,9%	37,0%
Variação	–	75,9%	15,9%

Da análise anterior verifica-se que o COP do caso de estudo inicial, sem HX's, é o mais baixo, correspondendo a uma eficiência de refrigeração de apenas 18,1%. No segundo sistema, com SHX, verifica-se um aumento do COP em cerca de 76%, em relação ao caso anterior, o que implica um aumento na eficiência do ciclo, para um valor de 31,9% e um COP de 0,375. No último caso de estudo, em que existe um permutador de calor adicional, o CEHX, salienta-se uma variação positiva de aproximadamente 15,9% no desempenho do ciclo em relação ao segundo sistema. A este aumento no desempenho, corresponde um COP com um valor de 0,434. Logo, verifica-se que o

sistema do caso de estudo 3 apresenta o valor de COP mais elevado de todos os sistemas modelados. Este resultados vão de encontro com o esperado visto que, o último sistema que utiliza os permutadores de calor de solução(SHX) e de refrigerante(CEHX) é o que consegue aproveitar da melhor forma os desperdícios internos de calor do ciclo de refrigeração.

A Tabela 13 apresenta um resumo das capacidades de transferência de calor dos diversos componentes do sistema, do COP e as respectivas variações percentuais dos parâmetros analisados, entre os sistemas dos 3 casos de estudo iniciais. Todos estes valores foram obtidos para condições de entrada fixas, que estão indicadas na Tabela 10.

Tabela 13: Desempenho (COP), capacidades dos permutadores de calor e potência da bomba dos sistemas modelados

Caso de estudo 1 (Sem HXs)			Caso de estudo 2 (SHX)			Caso de estudo 3 (SHX e CEHX)	
		Variação			Variação		
COP	0,213	75,9%	COP	0,375	15,9%	COP	0,434
$Q_a$ [kW]	565	-48,3%	$Q_a$ [kW]	292,3	9,9%	$Q_a$ [kW]	321,1
$Q_c$ [kW]	160,7	0,0%	$Q_c$ [kW]	160,7	1,0%	$Q_c$ [kW]	162,3
$Q_e$ [kW]	146,3	6,0%	$Q_e$ [kW]	155,1	18,4%	$Q_e$ [kW]	183,6
$Q_g$ [kW]	683,5	-39,9%	$Q_g$ [kW]	410,9	2,2%	$Q_g$ [kW]	419,8
$Q_r$ [kW]	57,9	-0,0%	$Q_r$ [kW]	57,9	-45,3%	$Q_r$ [kW]	31,6
$Q_{cehx}$ [kW]			$Q_{cehx}$ [kW]			$Q_{cehx}$ [kW]	27,8
$Q_{shx}$ [kW]			$Q_{shx}$ [kW]	272,6	-0,1%	$Q_{shx}$ [kW]	272,3
$W_b$ [kW]	3,04	2,4%	$W_b$ [kW]	3,04	0,0%	$W_b$ [kW]	3,04

Através da análise da Tabela 13 verifica-se que o sistema inicial, do caso de estudo 1, apresenta como resultados principais, a potência calorífica fornecida ao gerador( $Q_g$ ) igual a 683,5 [kW] e a potência de refrigeração obtida,  $Q_e$ , de 146,3 [kW]. Através do quociente de  $Q_e$  por  $Q_g$  é possível obter-se um COP correspondente a 0,213. É de salientar a elevada taxa de calor dissipado no absorvedor( $Q_a$ ), igual a cerca de 565 [kW].

Para o segundo sistema, referente ao caso de estudo 2, que utiliza um permutador de calor de solução (SHX), conseguiu-se uma redução das potências caloríficas do gerador e do absorvedor na ordem dos 40 e 48% respectivamente. Esta redução traduziu-se numa potência de  $Q_g=410,9$  [kW] e  $Q_a=292,3$  [kW]. A diminuição observada deve-se sobretudo ao aproveitamento do calor existente na solução que sai do gerador e retorna ao absorvedor, para desta forma pré-aquecer a solução antes de entrar no gerador. Neste caso o permutador de calor da solução(SHX) permite um aproveitamento de aproximadamente 270 [kW] de calor, diminuindo portanto a quantidade de calor necessária no gerador. Apesar das diminuições consideráveis de potência nos equipamentos anteriores, a capacidade de refrigeração ( $Q_e$ ) não é prejudicada. A potência de refrigeração aumenta cerca de 6%, para um valor de 155 [kW]. A diminuição de calor necessário no gerador em conjunto com o aumento de taxa

de refrigeração justifica o aumento de 76% do COP em relação ao sistema apresentado no caso de estudo 1, fixando o seu valor em 0,375.

Para o último caso de estudo, verifica-se que a introdução de um novo permutador de calor, entre o condensador e o evaporador, ou seja no lado do refrigerante, permite aumentar o COP em cerca de 16% em relação ao caso de estudo 2. Este facto é justificado por um aumento em cerca de 18,5% na capacidade de refrigeração, devido ao pré-arrefecimento do fluido refrigerante antes deste passar pela válvula de expansão e atingir o evaporador. Esta variação traduz-se num aumento da potência de refrigeração para um valor de 183,6 [kW]. É de referir que o trabalho realizado pela bomba não sofre alterações apesar das oscilações significativas das potências dos vários componentes entre os casos de estudo. Salienta-se que o trabalho realizado pela bomba, em qualquer um dos casos de estudo, é inferior a 3% da potência total fornecida ao gerador, ou seja, a fracção de potência absorvida pela bomba é quase insignificativa no cálculo do COP.

A Figura 34 representa de forma gráfica os valores das taxas de transferência de calor, ou potência, dos diversos componentes dos casos de estudo. Podem comparar-se as potências dos diversos componentes entre os sistemas modelados.

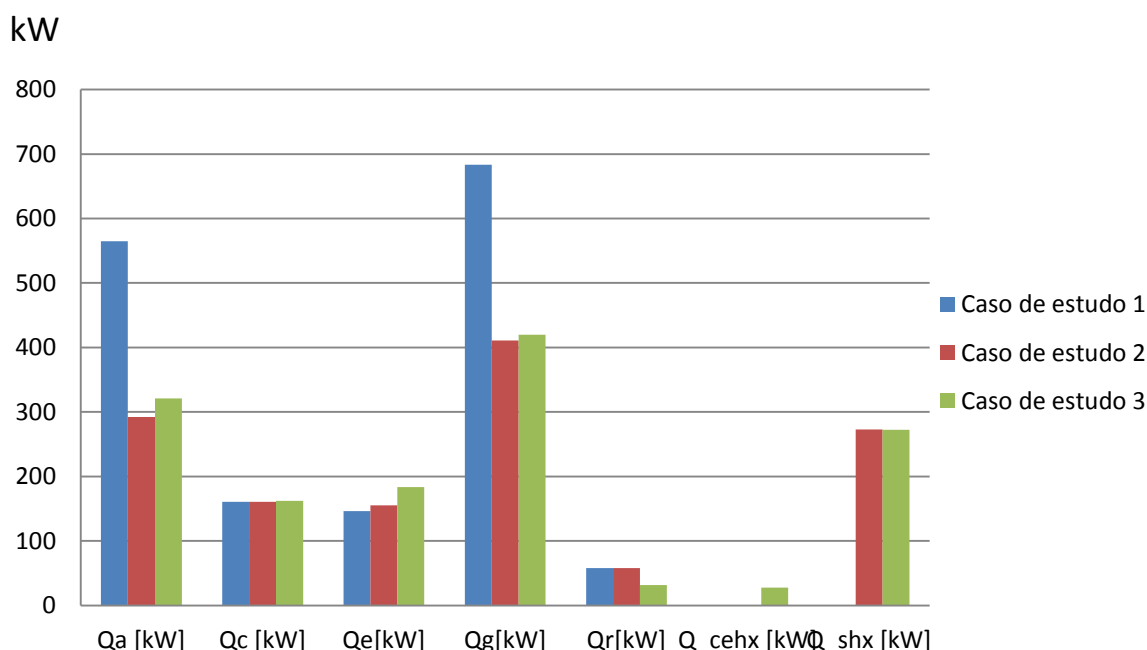


Figura 34: Capacidades dos diversos componentes dos sistemas modelados

Para o primeiro caso de estudo não existem os dois permutadores de calor, SHX e CEHX. No caso de estudo 2 existe um permutador de calor de solução (SHX). O último caso de estudo representa o sistema mais completo, pelo que tem na sua constituição os dois componentes para o aproveitamento do calor interno do circuito, tanto do lado da solução como do lado do refrigerante, o SHX e CEHX respectivamente.

## 9.2 MEDIDAS PARA AUMENTAR O DESEMPENHO

Existem vários métodos para aumentar o desempenho de um sistema de refrigeração por absorção. Estes métodos podem ser aplicados a todos os tipos de sistemas de absorção desde os de simples efeito aos de múltiplo efeito e de forma independente do tipo de fluido refrigerante usado. As medidas comumente aplicadas passam pelo reaproveitamento do calor que é introduzido no sistema. Este calor é reutilizado através da introdução de permutadores de calor, no lado da solução, também denominado, permutador de calor da solução, e no lado do refrigerante, nomeadamente entre o condensador e o evaporador, como permutador de pré-arrefecimento. As soluções de múltiplo estágio, de duplo efeito, triplo efeito, entre outras, têm o inconveniente de aumentarem significativamente a complexidade do sistema, apresentando um custo de implementação superior em relação às soluções mencionadas anteriormente que, incluíam a adição de permutadores de calor da solução e do refrigerante. Outras alternativas de aproveitamento de calor são evidenciadas por HEROLD et al. (1996), nomeadamente o reaproveitamento do calor que é dissipado no absorvedor e no rectificador para pré-aquecer a solução que entra no gerador, diminuindo portanto a quantidade de calor necessária neste componente. Esta última solução funciona como alternativa à implementação de um permutador de calor de solução (SHX).

As medidas de optimização simuladas neste trabalho centram-se no modelo do caso de estudo 3, que é o mais eficiente dos sistemas apresentados anteriormente. De forma a explorar este modelo e perceber se é possível aumentar ainda mais o seu desempenho, foram estudadas várias alterações para optimizar o seu funcionamento. Esta optimização tinha como objectivo final o aumento do COP do sistema de refrigeração apresentado no caso de estudo 3.

### 9.2.1 EVOLUÇÃO DO COP EM FUNÇÃO DA EFICIÊNCIA DA BOMBA

Foram estudadas algumas soluções que permitiram verificar a viabilidade da introdução de algumas alterações ao funcionamento do ciclo de refrigeração apresentado no terceiro caso de estudo, referente ao esquema da Figura 32.

A primeira solução passou por verificar a variação do valor do COP em função da eficiência da bomba. O rendimento considerado inicialmente para a bomba foi de 50%. Visto que o rendimento da bomba é um parâmetro de entrada no sistema modelado é possível simular a variação do COP em função do rendimento da bomba. Na Figura 35 pode visualizar-se a variação do COP em função do rendimento bomba, salientando-se um valor de COP máximo de 0,435 para um rendimento da bomba próximo dos 100% e um valor de COP mínimo de 0,415 para um rendimento da bomba de 5%.

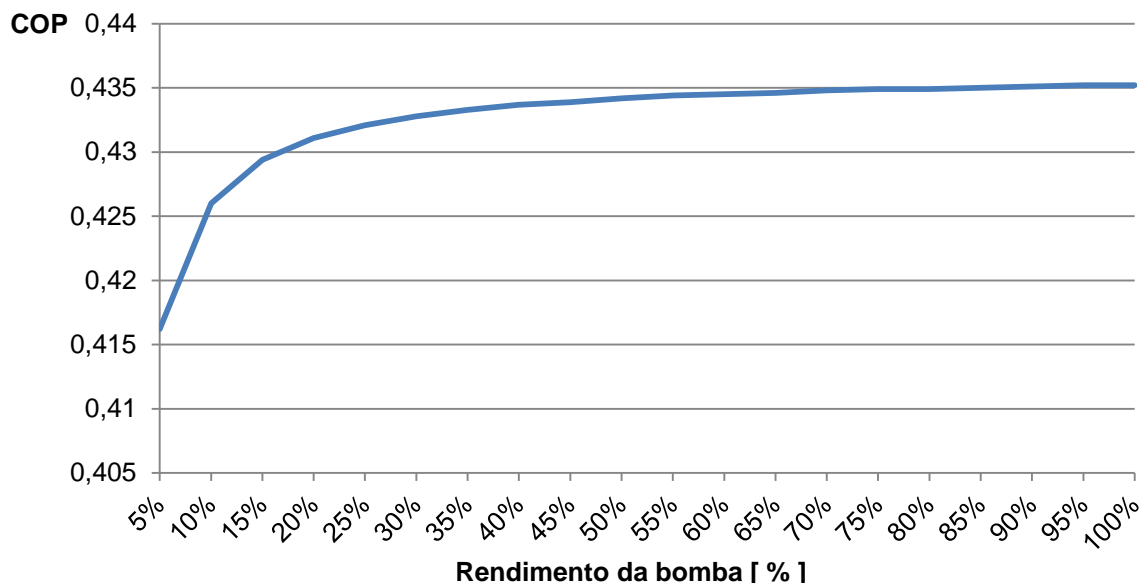


Figura 35: Variação do COP em função do rendimento da bomba

Para o caso de estudo 3, lembrando que para um rendimento da bomba de 50% o COP obtido foi de aproximadamente 0,43, verifica-se que a utilização de uma bomba mais eficiente conduziria a um aumento do COP inferior a 3%. Este ligeiro aumento inviabiliza a aposta na melhoria deste componente pois implicaria um aumento de custos em relação à bomba utilizada inicialmente. Para este caso de estudo uma bomba com um rendimento compreendido entre os 50 e os 60% é suficiente para não prejudicar o funcionamento do ciclo de absorção.

### 9.2.2 EVOLUÇÃO DO COP EM FUNÇÃO DA EFECTIVIDADE DE SHX E CEHX

A introdução dos permutadores de calor da solução(SHX) e do refrigerante (CEHX) tem efeitos positivos no desempenho do sistema de refrigeração por absorção. Pela análise da Tabela 13 constata-se que existe um aumento do COP entre os diversos casos de estudo devido à introdução dos permutadores de calor.

O valor do coeficiente de desempenho (COP) evolui em função do valor da efectividade dos permutadores de calor da solução(SHX) e do refrigerante(CEHX), podendo visualizar-se essa evolução na Figura 36 e Figura 37 respectivamente.

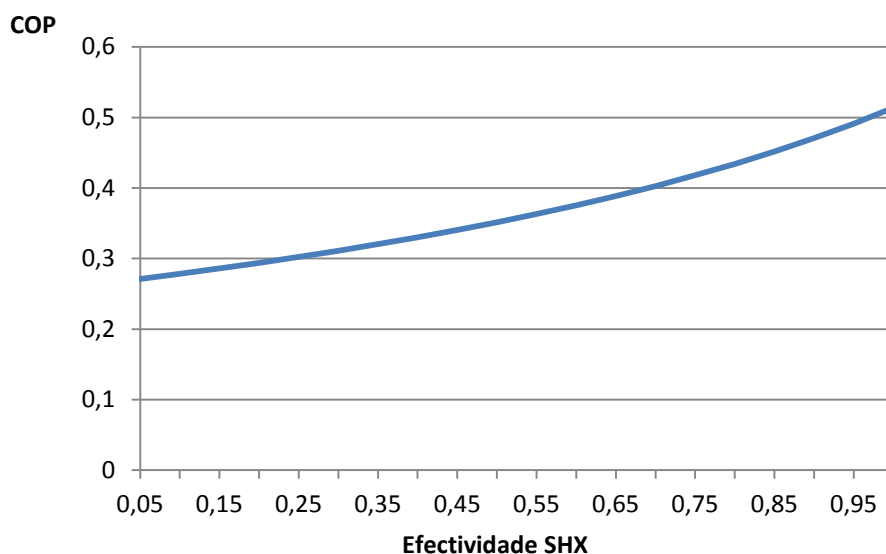


Figura 36: Variação do COP em função da efectividade do permutador de calor da solução (SHX)

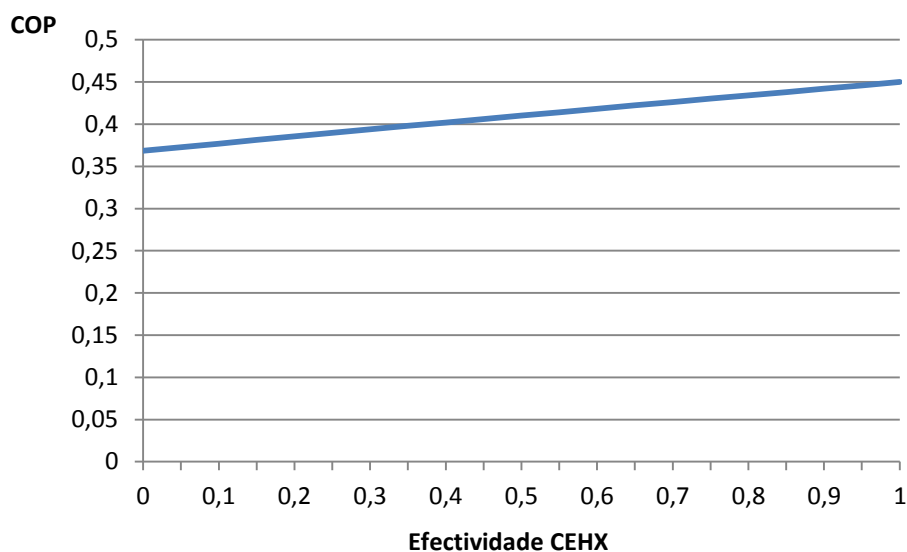


Figura 37: Variação do COP em função da efectividade do permutador de calor do refrigerante (CEHX)

Salienta-se que o estudo da variação da efectividade dos permutadores é feito individualmente. Como exemplo, tem-se o primeiro estudo paramétrico que está representado pelos resultados da Figura 36, onde apenas simulou-se a variação da efectividade do permutador da solução (SHX), mantendo-se inalterado o valor de efectividade do CEHX.

Da análise gráfica das duas figuras anteriores verifica-se em ambas que o aumento da efectividade dos permutadores de calor (SHX e CEHX) contribuem para um aumento do COP do sistema de refrigeração por absorção. Para o caso de estudo 3, na



sua forma original, assumiram-se valores de efectividade de 0,8 para ambos os permutadores, SHX e CEHX. Para este valor de efectividade obteve-se um COP de 0,435. Pela análise da Figura 36 verifica-se que uma efectividade nula implica um COP aproximadamente igual a 0,28. A situação de efectividade nula corresponde à inexistência do SHX. Entre as duas situações limite, efectividade nula e valor de efectividade máxima, existe uma variação positiva de aproximadamente 0,2 no valor do COP.

Para a Figura 37, correspondente ao estudo paramétrico da evolução do COP em função da efectividade do permutador CEHX, existe uma menor amplitude da curva de desempenho do sistema. Entre o valor mínimo e máximo de efectividade do permutador, o COP varia aproximadamente de 0,36 a 0,45. O permutador de calor do refrigerante (CEHX) contribui para o aumento do COP, mas de uma forma menos significativa comparativamente ao SHX.

### 9.2.3 VARIAÇÃO DO COP EM FUNÇÃO DAS TEMPERATURAS DE OPERAÇÃO ( $T_G, T_C, T_E$ )

As temperaturas de trabalho de um sistema de refrigeração têm influência directa no desempenho do ciclo de absorção. Para o caso analisado as principais temperaturas de operação são as temperaturas do gerador, do condensador e do evaporador, que correspondem respectivamente às temperaturas quente, média e baixa.

A variação das temperaturas foi estudada individualmente de forma a perceber a sua influência e contribuição directa no valor do COP do sistema.

A Figura 38 mostra a evolução do COP em função da temperatura do gerador ( $T_g$ ).

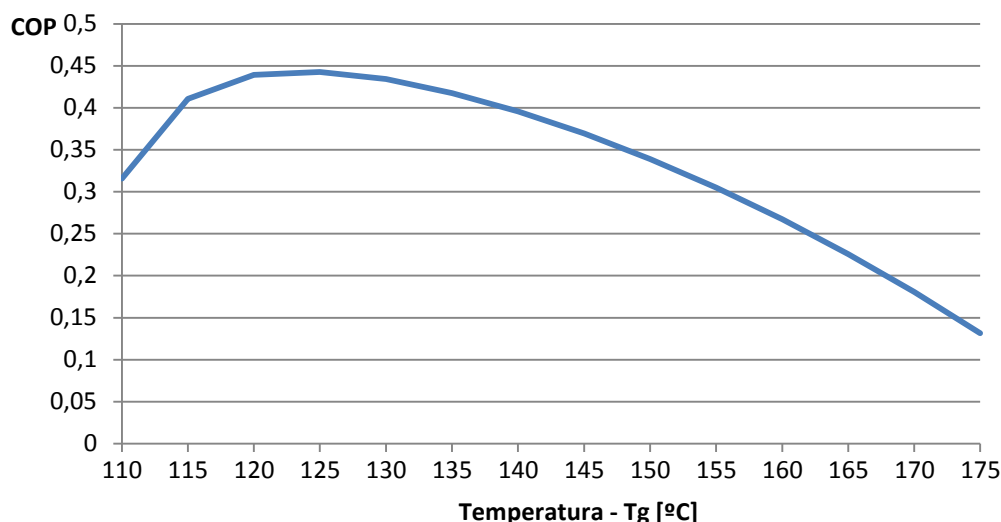


Figura 38: Variação do COP em função da temperatura no gerador ( $T_g$ )

Através da análise da figura anterior, verifica-se que a curva de evolução do COP com a temperatura do gerador corresponde a uma parábola com concavidade voltada para baixo, ou seja, vai existir um pico que corresponde ao valor do COP máximo. Em relação ao caso de estudo 3 e para  $T_g=130$  [°C] o COP respectivo é de 0,434. Com o aumento da temperatura do gerador não se obtêm valores de COP superiores, visto que o coeficiente de desempenho começa a decrescer com o aumento da temperatura do gerador ( $T_g$ ). A utilização de temperaturas mais elevadas não apresenta vantagens nesta configuração visto que, o desempenho não aumenta a partir dos 130 [°C]. Uma solução para contornar este problema seria a implementação de um sistema de duplo efeito, ou seja, com duplo estágio de absorção de calor que permitiria um melhor aproveitamento do calor fornecido ao gerador. Com um sistema de duplo efeito seria possível aumentar significativamente o COP do sistema para temperaturas do gerador mais elevadas, conforme menciona HEROLD et al.(1996).

Na Figura 39 pode observar-se a evolução do COP em função da temperatura do condensador ( $T_c$ ).

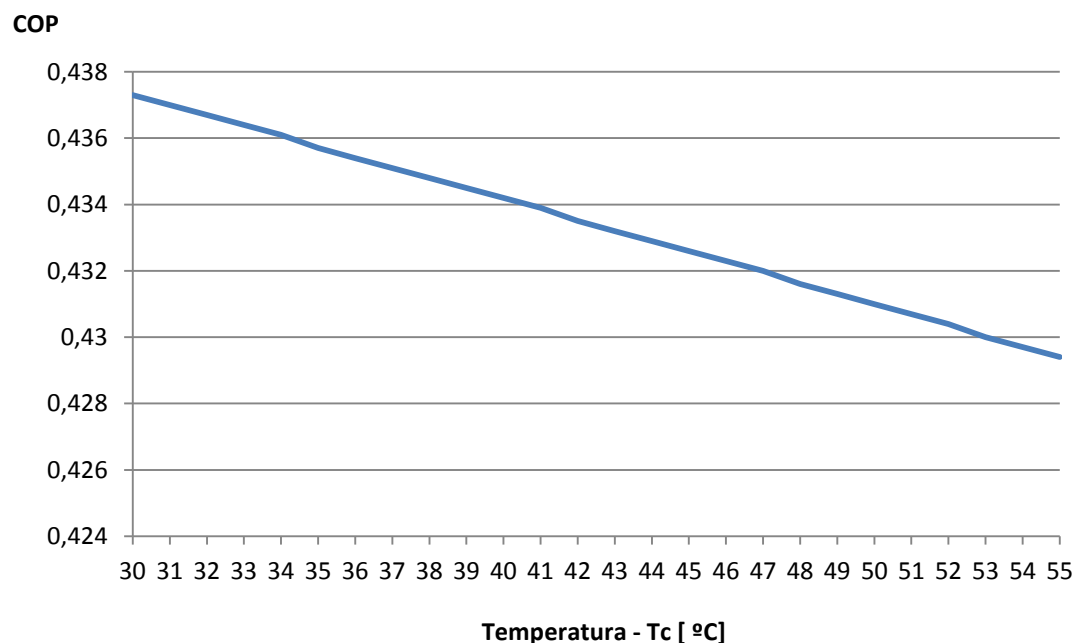


Figura 39: Variação do COP em função da temperatura no condensador ( $T_c$ )

Da figura anterior constata-se que existe um decréscimo no desempenho do sistema à medida que a temperatura do condensador aumenta. Mantendo todos os parâmetros de entrada constantes e diminuindo a temperatura à saída do condensador, verifica-se que para  $T_c=30$  [°C] o valor do COP é aproximadamente igual a 0,437, melhorando ligeiramente o desempenho do sistema em relação ao estado inicial, quando se tinha uma temperatura de 40 [°C] e um COP igual a 0,434.

Uma variação na temperatura de refrigeração ( $T_e$ ) vai influenciar o valor do COP, que evolui em função deste parâmetro conforme se encontra explícito na figura seguinte.

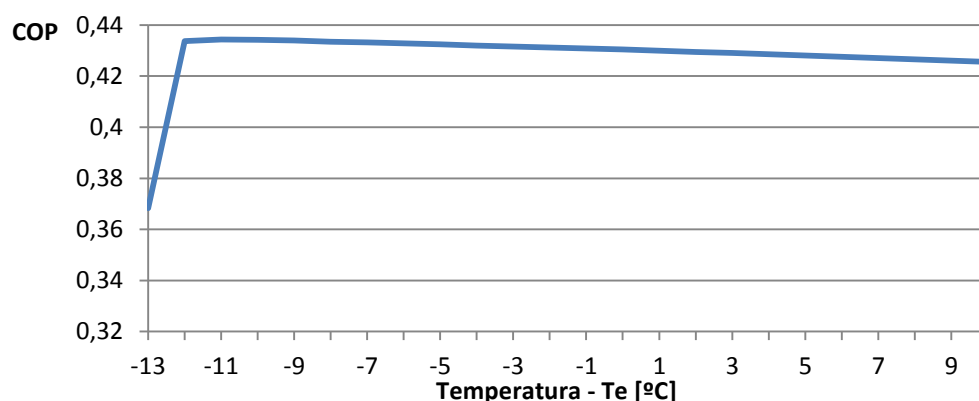


Figura 40: Variação do COP em função da temperatura no evaporador ( $T_e$ )

Da análise da figura anterior constata-se que o COP apresenta um valor máximo aproximadamente igual a 0,43, para uma temperatura do evaporador de  $-10$  [°C]. Com o aumento da temperatura de refrigeração o valor do COP diminui ligeiramente. Os autores SATHYABHAMA et al.(2008) e SUN(1997), ao contrário do verificado neste modelo, obtiveram nas suas simulações ligeiros aumentos no valor do COP com o aumento da temperatura  $T_e$ . Este facto pode dever-se às diferentes considerações assumidas para o estado do refrigerante à saída do evaporador ou mesmo, devido ao diferente método utilizado pelos referidos autores para o cálculo das propriedades da mistura de substâncias no seu estudo.

#### 9.2.4 EVOLUÇÃO DAS POTÊNCIAS TÉRMICAS

A Figura 41 mostra a variação das taxas de transferência de calor de cada componente do sistema de refrigeração em função do caudal do fluido na bomba.

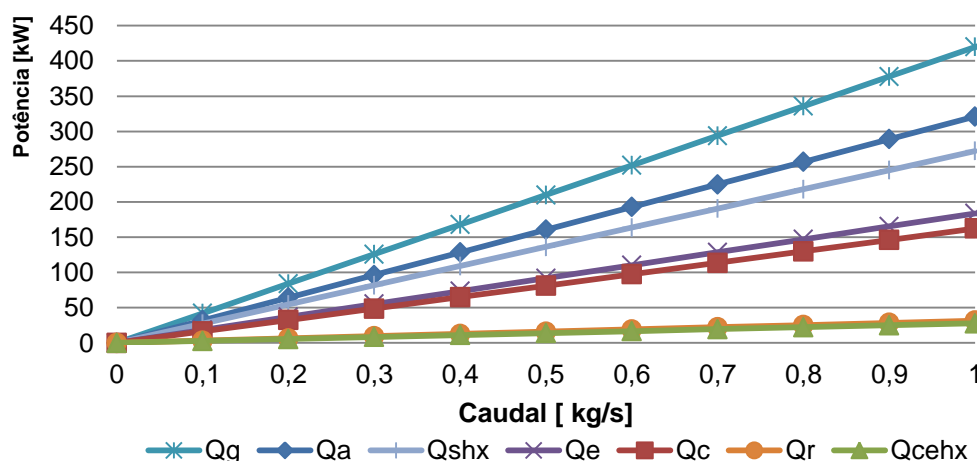


Figura 41: Evolução da potência térmica dos diversos componentes em função do caudal na bomba

Através de uma análise à figura anterior verifica-se que um aumento no caudal do fluido refrigerante implica um aumento generalizado das potências dos diversos componentes do ciclo de absorção.

A Figura 42 mostra a variação da transferência de calor, nos vários componentes do ciclo de absorção de simples efeito, em função da temperatura do fluido quente no gerador.

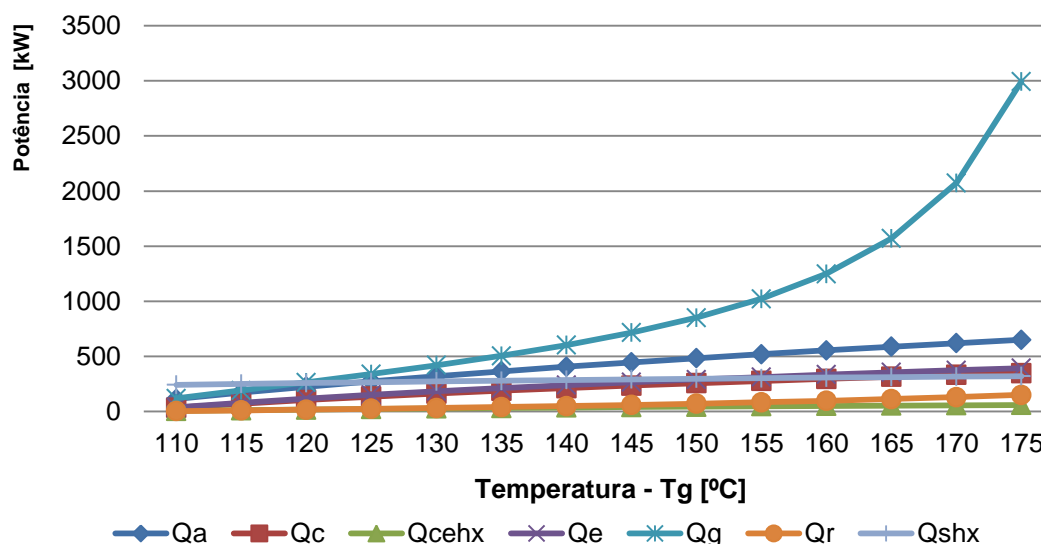


Figura 42: Evolução das potências térmicas em função da temperatura no gerador ( $T_g$ )

Para perceber o efeito da temperatura  $T_g$  nas potências do gerador e evaporador em simultâneo com o efeito produzido no COP, conjuga-se para análise os gráficos da Figura 38 e Figura 42, apenas com a informação pretendida. Combinando estes gráficos obtém-se o gráfico representado na Figura 43, onde é possível relacionar o valor do COP com as respectivas potências de refrigeração e taxa de transferência de calor no gerador.

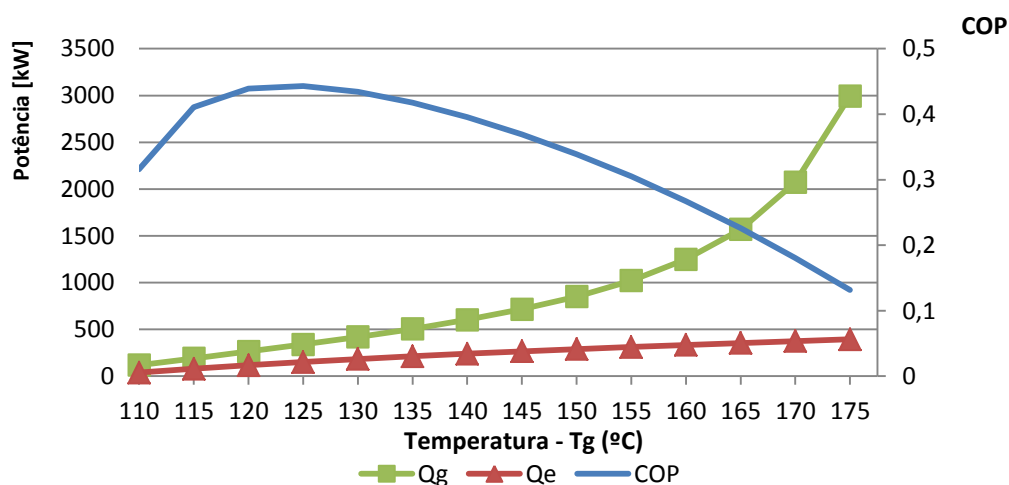


Figura 43: Evolução das potências do gerador e evaporador e sua influência no COP

Traçando uma linha vertical, a partir da temperatura no gerador ( $T_g$ ), esta vai intersectar 3 pontos das linhas do gráfico que correspondem aos valores de  $Q_e$ ,  $Q_g$  e COP, que está associado a estas potências térmicas.

O COP para uma temperatura no gerador de 130 [°C] é de 0,44, como se pode verificar pela leitura do eixo vertical secundário e da respectiva legenda que indica o traçado gráfico correspondente ao COP. Para a temperatura máxima apresentada, de 175 [°C], vão estar associados valores aproximados para  $Q_e$  e  $Q_g$  de 450 [kW] e 3000 [kW] respectivamente. Para estes valores, o COP correspondente é igual a 0,15. Apesar de omitir-se a potência da bomba no gráfico, esta também é contabilizada para o cálculo do COP. Nas simulações efectuadas a potência da bomba não oscila com o aumento da capacidade do gerador e do evaporador. Como a potência da bomba corresponde a uma percentagem quase insignificante em relação à potência de refrigeração, não foi considerada na representação gráfica.

### 9.2.5 EVOLUÇÃO DO COP E DA EFICIÊNCIA DA REFRIGERAÇÃO

Analisando em simultâneo os valores obtidos de COP e  $COP_{ideal}$  e relacionando-os, é possível obter-se a eficiência do sistema de refrigeração. A Figura 44 mostra a evolução do COP real e ideal, assim como a variação da eficiência da refrigeração em função da temperatura do gerador ( $T_g$ ).

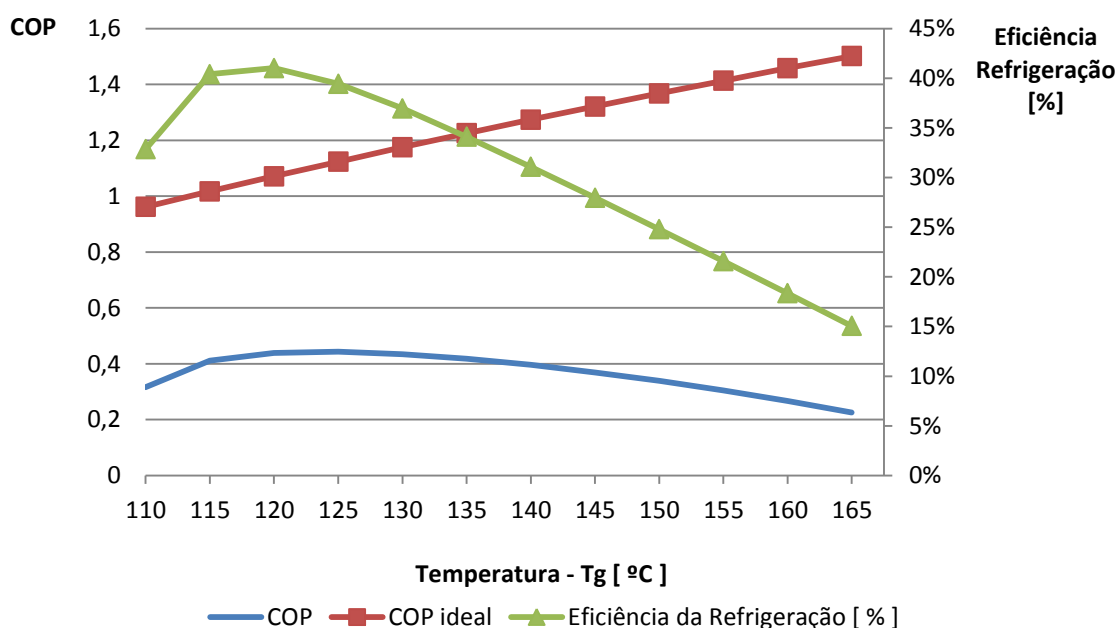


Figura 44: Evolução do COP, COP ideal e eficiência da refrigeração em função da temperatura no gerador ( $T_g$ )

Da análise dos gráficos das figuras anteriores, verifica-se que o aumento da temperatura de entrada do fluido quente no gerador provoca um aumento das taxas de transferência de calor em todos os componentes do sistema. Este aumento é substancial

no gerador e no absorvedor, verificando-se uma variação positiva para o primeiro, de 450 [kW] para cerca de 3000 [kW] de potência quando a temperatura do gerador aumenta dos 130 [°C] para os 175 [°C]. Este aumento de potência calorífica no gerador também é acompanhada por um aumento na capacidade de refrigeração( $Q_e$ ), ou seja o evaporador vai ter uma maior potência de refrigeração.

Este aumento de potência de refrigeração não é correspondido com um aumento do desempenho do ciclo de absorção visto que, o aumento de capacidade de refrigeração também é acompanhado pelo aumento da potência absorvida no gerador, pelo que é necessário efectuar uma análise da evolução do COP com as respectivas potências do gerador e do evaporador. Essa análise é possível pela observação do gráfico da Figura 43, onde se visualiza a evolução do COP em função da temperatura do gerador. Verifica-se que o aumento da potência no gerador não é acompanhado, na mesma proporção, pelo aumento da capacidade do evaporador. Existe uma variação superior da potência absorvida pelo gerador em relação ao aumento da capacidade de refrigeração do evaporador. Estas variações concretizam-se numa diminuição COP, como é visualizado no gráfico da Figura 44, representado acima.

## 10. CONCLUSÕES

No trabalho realizado nesta Dissertação de Mestrado pretendia-se modelar um sistema de refrigeração por absorção que demonstrasse a viabilidade e a eficiência deste tipo de equipamentos. Para a modelação do sistema recorreu-se ao *software* EES que serviu de ferramenta de cálculo para a resolução do conjunto de equações dos balanços energéticos e mássicos, representativos do sistema de refrigeração por absorção. Este programa também permitiu aceder a uma rotina que continha as correlações necessárias para o cálculo das propriedades termodinâmicas da mistura de substâncias, neste caso da mistura de amónia e água. Esta rotina foi utilizada como alternativa à utilização de diagramas representativos do estado da mistura de fluidos que também podem ser consultados para a obtenção das principais propriedades da mistura binária. Um exemplo são os diagramas que relacionam a entalpia e fracção mássica de amónia em função da pressão de trabalho. A rotina utilizada permitiu agilizar todo o processo de cálculo, através da repetição de simulações com parâmetros de entrada diferentes sem mudanças significativas no modelo desenvolvido. Outros autores, como por exemplo HEROLD et al. (1996) e TILLNER-ROTH et al. (1998) propõem a utilização de correlações alternativas para o cálculo das propriedades da mistura de amónia e água, que poderão apresentar algumas vantagens em relação à rotina de cálculo adoptada. Estas correlações não foram exploradas nem comparadas com a solução apresentada no presente trabalho, por impossibilidade no acesso à referida rotina, que estava bloqueada por licenças comerciais.

Salienta-se que o método utilizado para o cálculo das propriedades da mistura amónia-água, que seguiu a correlação proposta por IBRAHIM et al. (1993), disponível no *software* EES (KLEIN (2006)), apresenta algumas limitações de convergência de resultados para concentrações de amónia superiores a 0,99 (99%), podendo apresentar resultados contraditórios conforme menciona BENITO (2007). Esta limitação contribui para a existência de alguma incerteza nos resultados obtidos.

Apesar desta limitação, foi possível avaliar o desempenho do sistema de absorção de simples efeito e simular diversas condições de operação do mesmo. Além disso, os resultados obtidos sugerem que existe uma boa aproximação em relação a sistemas modelados por outros autores que utilizam métodos de cálculo distintos para a obtenção das propriedades da mistura de substâncias.

Analisando os resultados obtidos, a discussão dos mesmos e considerando as analogias em relação a estudos já existentes, conclui-se que o modelo desenvolvido permite descrever aproximadamente o comportamento de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito que utiliza o par amónia-água. É possível simular o funcionamento destes sistemas através da introdução de alguns parâmetros de entrada tais como, as temperaturas de funcionamento, do gerador, condensador e do evaporador, assim como o caudal de fluido refrigerante utilizado. Outros valores de entrada poderiam ser definidos como por exemplo, a potência de refrigeração requerida e as temperaturas

de operação mencionadas anteriormente, para desta forma calcularem-se todos os parâmetros relevantes como COP e potências dos diversos componentes.

Da análise dos resultados obtidos podem-se esboçar algumas conclusões.

O estudo de optimização realizado permitiu perceber os impactos de algumas variáveis no sistema em análise. Conclui-se que a eficiência da bomba utilizada não vai ter uma influência significativa no COP, não sendo portanto um elemento que apresente uma margem de melhoria para aumentar o desempenho do sistema.

A utilização de permutadores de calor, que reaproveitam os desperdícios energéticos internos do ciclo de absorção, tanto no lado da mistura de fluidos (SHX), assim como no lado do refrigerante (CEHX) permitem aumentar significativamente o COP dos respectivos sistemas. A adição destes permutadores de calor não implica um aumento substancial na complexidade do ciclo, pelo que é uma solução a considerar sempre que se pretenda implementar um sistema de absorção de simples efeito.

A utilização dos permutadores de calor da solução e do refrigerante, como já referido, é preponderante para o aumento do desempenho global do sistema. O estudo realizado, com a variação de efectividade dos permutadores de calor, permitiu concluir que quanto maior for o valor deste parâmetro maior será o reaproveitamento energético, contribuindo assim para o aumento do COP do sistema.

Analisou-se a influência da temperatura no gerador e a forma como esta afecta o COP. Nesta análise fixaram-se alguns parâmetros e simulou-se a variação da temperatura no gerador. Para as condições estabelecidas neste estudo verificou-se que o COP máximo é atingido a uma temperatura de 125 [°C]. Para temperaturas superiores a este valor verifica-se que existe um decréscimo continuo no valor do COP. Deste facto constata-se que o sistema não consegue aproveitar da melhor forma uma maior quantidade de calor. Conforme verificado na literatura, para situações temperaturas elevadas, deve-se ponderar a utilização de sistemas de absorção de duplo efeito que conseguem extrair o potencial energético de fontes de calor com temperaturas mais altas.

Também foram simuladas variações nas temperaturas de condensação e de evaporação. Tal como para a temperatura do gerador, foi analisada a contribuição individual de cada um destes factores para o desempenho do ciclo. Verificou-se que o COP não sofreu alterações significativas com o aumento da temperatura de condensação. Porém, constata-se que o aumento de temperatura prejudica ligeiramente o COP do sistema de absorção, logo esta temperatura deve ser relativamente baixa, entre os 30 [°C] e os 40 [°C]. Quanto à influência da temperatura de evaporação do fluido refrigerante no evaporador, verificou-se que existe um valor óptimo do COP para uma temperatura de aproximadamente -10 [°C] e para as condições definidas inicialmente. Da análise dos resultados obtidos percebe-se que existe uma variação brusca do COP com a temperatura de evaporação. Este facto deve-se à incerteza gerada pelo método de cálculo das propriedades da mistura de substâncias, que para concentrações elevadas de amónia, apresenta limitações quanto à convergência dos resultados gerados.

No final das simulações percebeu-se que existe uma gama de temperaturas ideal para o funcionamento do gerador que maximiza o COP do sistema. Essa gama de temperatura encontra-se compreendida entre os 125 [°C] e os 130 [°C]. Portanto, para a



implementação de um sistema semelhante deve-se prever o funcionamento do gerador nesta gama de temperaturas, de forma a maximizar o desempenho global do sistema de absorção.

Analisando os resultados obtidos verifica-se que a eficiência da refrigeração diminui com o aumento da temperatura no gerador, tal como o constado para o valor do COP, pelo que não se deve ultrapassar a gama de temperatura ideal.

Posto isto, verifica-se que englobando todos os pontos mencionados anteriormente, é possível obter-se um valor de COP optimizado, sendo por isso o valor limite e ideal para o sistema teórico proposto. No dimensionamento deste tipo de equipamentos e para a sua implementação devem-se considerar estas estratégias de optimização para se extrair o potencial máximo do sistema de absorção.

Em relação aos resultados obtidos, destaca-se a evolução do COP entre os 3 casos de estudo iniciais, onde no sistema mais simples o COP obtido foi de 0,213, evoluindo para um COP de 0,375 apenas com a introdução de um permutador de calor da solução (SHX), entre o absorvedor e o gerador. No caso de estudo 3, a introdução de um permutador de calor do fluido refrigerante (CEHX) permitiu obter um aumento no desempenho em relação ao 2º caso de estudo, próximo dos 16%, fixando o valor do COP em 0,434. Os aumentos de desempenho observados são resultado do aproveitamento interno do calor dissipado nos diversos componentes.

Mediante os resultados obtidos, da sua discussão e das observações anteriores pode afirmar-se que os objectivos propostos inicialmente foram atingidos. Apesar disto, existem aspectos que poderiam ser melhorados e que não estão incluídos neste trabalho. Para uma melhor percepção dos pontos a rever e a melhorar são indicadas algumas sugestões para possíveis estudos futuros que alarguem o campo de conhecimentos abrangidos nesta dissertação.

## 10.1 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Devido à extensão de soluções existentes na área da refrigeração por absorção, muitos tipos de sistemas ficaram por explorar. O estudo baseou-se apenas nos sistemas de refrigeração por absorção de amónia de simples efeito.

De forma a complementar o trabalho realizado nesta dissertação, seria interessante expandir o estudo do sistema de absorção de simples efeito a outros sistemas mais elaborados, como por exemplo ao sistema de absorção de duplo ou até de triplo efeito. Outra vertente interessante a explorar seria a comparação entre sistemas de absorção de tecnologias distintas, por exemplo a tecnologia abordada neste trabalho, dos pares amónia-água com o sistema não explorado que funciona com o par água-brometo de lítio. Seria interessante realçar os aspectos positivos e negativos de cada um dos sistemas e compará-los. Do estudo podia-se explicitar qual a melhor solução para diferentes tipos de aplicações. Seria importante encontrar uma relação entre o custo e capacidade de refrigeração de ambos os sistemas de forma a averiguar qual a solução ideal para diferentes temperaturas alvo. Poder-se-ia também analisar qual o melhor sistema, mediante o tipo de fonte quente disponível ou potência fornecida ao sistema, para produzir o efeito de refrigeração ou climatização requeridos.

Uma limitação deste trabalho centrou-se no cálculo das propriedades da mistura de fluidos, amónia e água. Para o cálculo das propriedades nos diversos pontos do ciclo foram utilizadas as correlações fornecidas pela rotina de cálculo do programa EES, que por sua vez foram desenvolvidas por IBRAHIM et al. (1993). O programa EES utilizado estava limitado à versão estudante (*Educational Version*), razão pela qual não foi possível aceder às rotinas de cálculo mais recentes. Conforme referido por KLEIN (2006), as correlações desenvolvidas por TILLNER-ROTH (1998), são as mais indicadas para o estudo das propriedades da mistura dos fluidos amónia e água. Contudo, o acesso a estas correlações está dependente da aquisição de uma licença comercial do *software NIST REFPROP 7*. É de salientar que é possível utilizar este último programa interligado com o EES, visto que estes possuem uma plataforma comum que permite o acesso deste último à base de dados do *NIST REFPROP 7*, conforme mencionam alguns autores (IBRAHIM et al., (1993), KLEIN, 2006, TILLNER-ROTH, 1998).

Neste trabalho não foram exploradas as principais causas de irreversibilidades do ciclo de absorção, assim como não se realizou uma análise com base na geração de entropia. Seria interessante realizar um estudo sobre a geração de entropia e a sua relação com as irreversibilidades de um sistema de refrigeração por absorção. Uma análise a este parâmetro poderá ajudar a perceber quais os componentes do sistema que mais contribuem para as irreversibilidades e que consequentemente diminuem o desempenho do mesmo. Um estudo nesta área seria uma forma de alargar o trabalho desenvolvido nesta dissertação, contribuindo para identificar pontos críticos destes sistemas e assim encontrarem-se soluções de optimização para os mesmos.

Outra sugestão para um desenvolvimento futuro e melhoria em relação a este trabalho passa pela criação de uma interface gráfica para o programa de cálculo. Esta

plataforma informática deverá ser intuitiva e apresentar um aspecto mais atractivo, visando uma maior facilidade de interacção do utilizador com o programa. A plataforma do *Visual Basic* seria uma opção interessante para desenvolver um programa executável em ambiente *Windows* e que contivesse implementada a rotina de cálculo para sistemas de refrigeração por absorção. Como melhoramento do trabalho desenvolvido poderia adicionar-se uma opção para escolher entre sistemas de simples e duplo efeito, ou outros, assim como disponibilizar-se uma opção para seleccionar os pares de fluidos refrigerante e absorvente, amónia-água, água-brometo de lítio, entre outros. O utilizador teria de seleccionar qual o sistema pretendido e em seguida introduzir alguns parâmetros de entrada, tais como as temperaturas de funcionamento, ou seja, a temperatura de refrigeração, a temperatura ambiente e a temperatura de entrada no gerador, assim como os valores da efectividade dos permutadores de calor, caudais, eficiência da bomba, ou então a potência de refrigeração requerida. Com a introdução destes parâmetros o programa poderia efectuar a simulação do sistema e fornecer os resultados na forma de tabelas e gráficos para uma fácil interpretação dos mesmos.

Ainda relativamente a eventuais melhorias face a este trabalho pode-se incluir o estudo para a implementação de um sistema de refrigeração por absorção híbrido. Este sistema híbrido incluiria a utilização de colectores solares térmicos em conjunto com um equipamento de refrigeração por absorção. O estudo deveria avaliar e verificar a viabilidade termodinâmica e económica para a implementação deste sistema híbrido. Este tipo de solução, já existente, é denominada por sistema de refrigeração solar. O pouco desenvolvimento desta tecnologia torna-a como uma potencial solução para o futuro, pois apresenta uma grande margem de evolução tanto da tecnologia de refrigeração por absorção como da tecnologia solar. Neste âmbito será interessante acompanhar os trabalhos e publicações de KIM et al.(2002), KIM et al.(2005), KIM et al.(2008b) e (MENDES, 2008), realizados na área da refrigeração por absorção solar.

Um dos pontos críticos dos sistemas de absorção analisados está relacionado com o conteúdo residual de água no vapor de refrigerante resultante da vaporização da mistura de fluidos no gerador. Uma percentagem de apenas 1% de água no total do vapor de refrigerante pode revelar-se como uma situação crítica, que compromete o funcionamento do sistema de absorção, conforme mencionam alguns autores (HEROLD et al., 1996), (FERNÁNDEZ-SEARA et al., 2006) e (MENDES, 2008). Apesar destes efeitos serem mencionados na literatura, poucos esforços foram desenvolvidos para quantificar a sua influência no COP deste tipo de sistemas e para se encontrarem soluções viáveis para a resolução deste problema. Muitos autores simplificam a análise do componente de rectificação do sistema de absorção, admitindo que o vapor de amónia à saída do rectificador é praticamente puro.

Estes últimos autores estudaram a influência do conteúdo de água no fluido refrigerante e quantificaram os efeitos produzidos pela mesma na eficiência global deste tipo de sistemas. Para o seu estudo utilizaram uma modelação matemática de um sistema de absorção de simples efeito, centrando os esforços sobretudo na coluna de rectificação e no evaporador do sistema. Do estudo concluíram que a eficiência da coluna de rectificação influencia directamente o comportamento do fluido refrigerante no evaporador, sendo que uma diminuição desta eficiência implica consequentemente uma redução do valor do COP do sistema. Os mesmos autores afirmam que a utilização de

uma coluna de destilação de alta eficiência é altamente recomendada em sistemas de absorção, visto que neste componente elimina-se a quantidade de água residual que prejudica directamente o funcionamento do evaporador. A água presente neste componente reduz significativamente a capacidade de absorção calor, influenciando negativamente o desempenho do ciclo, visto que a capacidade de arrefecimento diminui.

Um estudo mais aprofundado sobre os sistemas de refrigeração por absorção, mais concretamente sobre os tipos de permutadores de calor e componentes de rectificação do vapor de refrigerante, seria uma importante tarefa a realizar visto que, estes são elementos fundamentais dos sistemas de refrigeração por absorção.

## 11. REFERÊNCIAS

ABREU, A. F. - Sistema de refrigeração por absorção intermitente: Concepção, dimensionamento, construção, ensaio e considerações económicas. São Paulo, 1999. Tese de Doutorado.

ADEWUSI, S. A.; ZUBAIR, SYED M. - Second law based thermodynamic analysis of ammonia-water absorption systems. Energy Conversion and Management. ISSN 0196-8904. Vol. 45, n.º 15-16 (2004), p. 2355-2369.

ALEFELD, G. - "What needs to be known about pairs to determine heat ratios of absorber heat pumps and heat transformers ". IEA Heat Pump Conference. n.º 26 (1987), p. 375-387.

ALTHOUSE, A D; TURNQUIST, C H; BRACCIANO, A F - Modern Refrigeration and Air Conditioning. Illinois: The Goodheart-Wilcox Company, Inc, 2004.

ASHRAE - The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) - Handbook of Refrigeration: Absorption cooling, heating, and refrigeration equipment. Atlanta, USA, 2006 -a.

ASHRAE - The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) - Handbook - Refrigeration. Atlanta, USA, 2006 -b.

ASHRAE - ASHRAE Handbook - The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers - Thermodynamics and Refrigeration Cycles : Chapter 2. Atlanta, USA, 2009.

BEJAN, A. - Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow. New York: Wiley-Interscience, 1982.

BENITO, Y R - Modelagem da produção simultânea de frio, calor e energia elétrica. Rio de Janeiro: Pontifícia Universidade Católica PUC-RIO, 2007.

BEST, R.; ORTEGA, N.- Solar refrigeration and cooling: World Renewable Energy Congress V. Florence, Italy, 1998.

CALM, JAMES M. - The next generation of refrigerants - Historical review, considerations, and outlook. International Journal of Refrigeration. ISSN 0140-7007. Vol. 31, n.º 7 (2008), p. 1123-1133.

CARRIER, CORPORATION - Single-Effect, Steam Hermetic Absorption Liquid Chiller [em linha]. New York, USA: 2010. [Consult. Disponível na internet:<URL:<http://www.corp.carrier.com/Carrier+Corporate+Sites/Corporate>>].

CENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. - Thermodynamics: An Engineering Approach. McGraw-Hill, 2006.

COSTA, V. - Apontamentos de Termodinâmica Aplicada. Aveiro, 2006.

DORGAN, C B; STEVEN, P L; DORGAN, C E - Application Guide for Absorption Cooling/Refrigeration using Recovered Heat. ASHRAE, 1995.

DOSSAT, R J - Principles of Refrigeration. 4th ed. Englewood Cliffs, New Jersey, EUA: Prentice-Hall, 1997.

EZZINE, N. BEN [et al.] - Solar cooling with the absorption principle: first and Second Law analysis of an ammonia-water double-generator absorption chiller. Desalination. ISSN 0011-9164. Vol. 168 (2004), p. 137-144.

FAN, Y.; LUO, L.; SOUYRI, B. - Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews. ISSN 1364-0321. Vol. 11, n.º 8 (2007), p. 1758-1775.

FERNÁNDEZ-SEARA, JOSÉ; SIERES, JAIME - Ammonia-water absorption refrigeration systems with flooded evaporators. Applied Thermal Engineering n.º 26 (2006), p. 2236–2246.

FLORIDES, G A [et al.] - Design and construction of a LiBr–water absorption machine. Energy Conversion and Management. Vol. 44 (2003), p. 2483–2508.

GIBBS, J W - On the Equilibrium of Heterogeneous Substances. Trans. Connecticut Academy of Arts and Sciences. Vol. vol.3 (1876), p. 108-520.

GORDON, J M; NG, K C - Cool Thermodynamics. Cambridge, Reino Unido: Cambridge International Science Publishing, 2001.

GOSWAMI, D.Y. - Alternative Energy in Agriculture. Boca Raton, FL: CRC Press, 1986.

HEROLD, K E; RADERMACHER, R; KLEIN, S A - Absorption chillers and heat pumps. USA: CRC Press, 1996.

HOVSAPIAN, Z. O. - Thermodynamic optimization of a solar system for cogeneration of water heating/purification and absorption cooling. Florida: University Famu–Fsu college of Engineering, 2009. Tese de doutoramento.

HUNDY, G. F.; TROTT, A. R.; WELCH, T. C. - Refrigeration and Air Conditioning. Fourth edition. Oxford, UK: Butterworth-Heinemann, Elsevier, 2008.

IBRAHIM, O M ; KLEIN, S A- Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures: ASHRAE Trans.: Symposia, 21(2): 1495 (1993).

IEA, HEAT PUMP CENTRE - How heat pumps achieve energy savings and CO2 emissions reduction [em linha]. [Consult. Disponível em WWW:<URL:<http://www.heatpumpcentre.org/en/Sidor/default.aspx>>.

INCROPERA, F P; DEWITT, D P - Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. 5ª Ed. Rio de Janeiro: Editora LTC 2003.

KANG, Y. T.; KUNUGI, Y.; KASHIWAGI, T. - Review of advanced absorption cycles: performance improvement and temperature enhancement. International Journal of Refrigeration. Vol. 23 (2000), p. p.p. 388–401.

KIM, D. S.; INFANTE FERREIRA, C. A. - Analytic modelling of steady state single-effect absorption cycles. International Journal of Refrigeration. ISSN 0140-7007. Vol. 31, n.º 6 (2008a), p. 1012-1020.

KIM, D. S.; INFANTE FERREIRA, C. A. - Solar refrigeration options - a state-of-the-art review. International Journal of Refrigeration. ISSN 0140-7007. Vol. 31, n.º 1 (2008b), p. 3-15.

KIM, D.S. [et al.]- Optimization of a solar ammonia-water absorption chiller: IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants. Vicenza, Italy, 2005.

KIM, D.S.; MACHIELSEN, C.H.M.- Comparative study on water- and air-cooled solar absorption chillers: Proceedings of EuroSun 2002 ISES Conference. Bologna, Italy, 2002.

KLEIN, S. A. - EES: Engineering Equation Solver: User Manual. Middleton, University of Wisconsin. USA: F-Chart Software, 2006.

LAMP, P; ZIEGLER, F - European research on solar-assisted air conditioning. International Journal of Refrigeration 21. (1998), p. 89–99.

LI, Z. F.; SUMATHY, K. - Technology development in the solar absorption air-conditioning systems. Renewable and Sustainable Energy Reviews Vol. 4 (2000), p. 267-293.

LIN, P; WANG, R Z; XIA, Z Z - Numerical investigation of a two-stage air-cooled absorption refrigeration system for solar cooling: Cycle analysis and absorption cooling performances. Renewable Energy. Vol. 36 (2011), p. 1401-1412.

MARQUES, A S - Análise termoeconômica de um sistema de refrigeração automotivo por absorção. Paraíba, 2005. Tese de doutoramento.

MENDES, GISELA DE ANDRADE - Estudo de sistemas de refinação de vapor numa máquina de absorção de pequena potência alimentada por energia solar. Lisboa: Instituto Superior Técnico, 2008. Tese de Mestrado.

MENDES, L.F.; COLLARES-PEREIRA, M.; ZIEGLER, F. - A rich solution spray as a refining method in a small capacity, single effect, solar assisted absorption machine with the pair NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O: Experimental results. Energy Conversion and Management 48. Vol. (11) (2007), p. 2996–3000.

MENDES, M:- Refrigeração, Fluidos Refrigerantes. 2009. [Consult. Fevereiro/15/2011]. Disponível em WWW:<URL:<http://www.ebah.com.br/fluidos-refrigerantes-pdf-a19923.html>>.

MILLER, K B [et al.] - Strategies for managing Ozone-Depleting - Refrigerants. United States of America: Battelle Press, 1995.

MILLER, R; MILLER, M R - Air Conditioning and Refrigeration. USA: McGraw-Hill, 2006.

MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N. - Princípios de Termodinâmica para Engenharia. 4ª edição. Rio de Janeiro: LTC, 2002.

NATURAL REFRIGERANTS, FUND - Short history of refrigerants [em linha]. [Consult. Disponível em WWW:<URL:<http://www.nrfund.org/eng/about.html>>.

PEREIRA, M. V. - Análise exergética experimental de uma unidade de refrigeração por absorção de 5 TR movida a gás liquefeito de petróleo. Curitiba, 2006. Tese de Douturamento.

Mercofrio 2004 - Congresso de ar condicionado, Refrigeração, aquecimento e ventilação, Brasília, 2004, Simulação e projecto de uma unidade compacta de absorção. City: Asa Norte, 2004.

PIMENTA, J. - Fluidos Refrigerantes. Revista Mercofrio. Vol. nº27 (2006).

PRATIHAR, A K; KAUSHIK, S C; AGARWAL, R S - Simulation of an ammonia-water compression-absorption refrigeration system for water chilling application. International Journal of Refrigeration. Vol. 33 (2010), p. 1386-1394.

PULITI, G - Thermodynamic Cycles with Simulink. Indiana,EUA: 2006.

RADERMACHER, R. - Thermodynamic and heat transfer implications of working fluid mixtures in rankine cycles. Heat and fluid flow. Vol. 10, n.º 2 (1989).



RUDISCHER, R.; WASCHULL, J.; HERNSCHIER, W.- Available solar cooling applications for different purposes: Proceedings of International Conference Solar Air Conditioning, . Germany, 2005.

SANTOS, F G; CARVALHO, M A C - Projecto de uma bancada experimental para o estudo de ciclos de absorção. Brasília: Universidade de Brasília - Faculdade de tecnologia 2007. Tese de Mestrado.

SATHYABHAMA, A.; ASHOK BABU, T P - Thermodynamic simulation of ammonia-water Absorption refrigeration system. Thermal Science. Vol. 12 n.º 3 (2008), p. 45-53.

SRIKHIRIN, PONGSID; APHORNATANA, SATHA; CHUNGPAIBULPATANA, SUPACHART - A review of absorption refrigeration technologies. Renewable and Sustainable Energy Reviews. ISSN 1364-0321. Vol. 5, n.º 4 (2001), p. 343-372.

STOECKER, W F; JABARDO, J M - Refrigeração Industrial. 2ª Edição. São Paulo: Edgard Blucher Ltda, 1994.

STOECKER, W F; JONES, J W - Refrigeração e Ar condicionado. São Paulo: McGraw-Hill, 1985.

SUN, DA-WEN - Computer Simulation and Optimization of Ammonia-Water Absorption Refrigeration Systems. Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects. ISSN 1556-7036. Vol. 19, n.º 7 (1997), p. 677 - 690.

TILLNER-ROTH, R - Survey and Assessment of Available Measurements on Thermodynamic Properties of the Mixture, Water+Ammonia. Journal of Physical Chemistry Vol. 27 (1): (1998).

TILLNER-ROTH, R; FRIEND, D.G. - Helmholtz free energy formulation of the thermodynamic properties of the mixture {water + ammonia}. Journal of Physical and Chemical Reference Data. Vol. 27(1): (1998), p. 63-96.

WANG, S K - Handbook of air conditioning and refrigeration. 2nd ed. Estados Unidos da América: McGraw-Hill, 2000.

WHITMAN, WILLIAM C. [et al.] - Refrigeration and Air Conditioning Technology. 6th Edition. New York, USA: Delmar Cengage Learning, 2008.

WIEMKEN, E- Best Practice Catalogue on Successful Running Solar Air-Conditioning Appliances. IEE - Intelligent Energy Europe, 2008.



## 12. ANEXOS

### 12.1 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO ACCIONADOS POR FONTES DE CALOR

Os sistemas de refrigeração térmicos são aqueles que usam o calor como principal fonte de energia para o seu funcionamento. Nestes sistemas a energia eléctrica é usada apenas para activar aparelhos de baixo consumo energético tal como, a bomba de circulação do fluido refrigerante. Existem diversos sistemas de refrigeração que utilizam o calor como principal fonte de energia, destacando-se os sistemas de refrigeração por absorção, o ciclo de adsorção, o ciclo dissecante, o ciclo ejector e também o ciclo de Rankine. Na tabela abaixo apresentam-se os principais ciclos de refrigeração térmicos, com as respectivas demandas de calor e o COP usual de cada sistema.

Tabela A. 1: Sistemas de refrigeração com fonte térmica (HOVSAPIAN, 2009)

Sistema de Refrigeração				Aplicação	
Sistema	Gerador – temperatura (°C)	COP do ciclo	Fluidos de trabalho	Refrigeração	Ar-condicionado (AC)
Absorção	80-190	0,6-0,8 (simples efeito) até 1,4 (duplo efeito)	NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O H <sub>2</sub> O/LiCl H <sub>2</sub> O/LiBr	Sim	Sim
Adsorção	80-300	0,3-0,8	H <sub>2</sub> O/Zeólito Metanol/carvão activado	Sim	Não
Dissecante	40-100	0,5-1,5	H <sub>2</sub> O	Não	Sim
Ejector	80-150	0,3-0,8	H <sub>2</sub> O, Butano, R141b, ect.	Não	Sim
Químico reactivo	80-300	0,1-0,2	NH <sub>3</sub> /SrCl <sub>2</sub>	Sim	Não
Rankine	>120	0,3-0,5	H <sub>2</sub> O, R114, tolueno, fluidos orgânicos	Não	Sim

Tabela A. 2: Exemplo de sistemas de refrigeração por absorção (H<sub>2</sub>O/LiBr) (CARRIER, 2010)

Tipo de chiller	Tecnologia/ Método de fornecimento de calor	Refrigerante	Capacidade (Ton)
Absorção	Simples efeito / accionada por vapor	Água	100 a 700
	Simples efeito / água quente		75 a 525
	Duplo efeito/ queima directa		100 a 1,500
	Duplo efeito/ accionada por vapor		98 a 1323

## 12.2 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO H<sub>2</sub>O – LiBr (ÁGUA – BROMETO DE LÍTIO)



Figura A. 1: Chiller de absorção de duplo efeito e de queima directa (CARRIER, 2010)

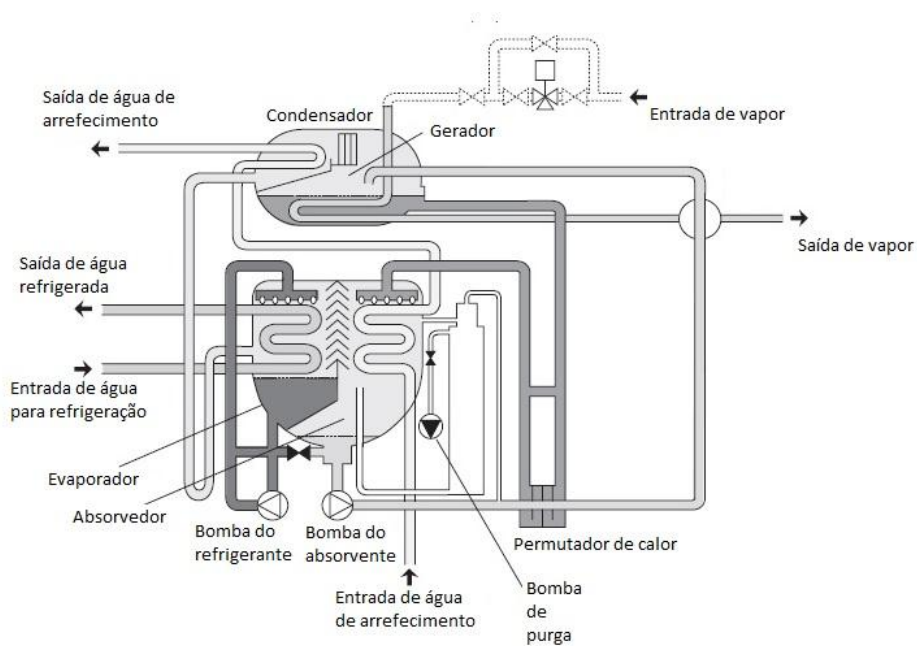


Figura A. 2: Esquema de chiller de absorção accionado por vapor(CARRIER, 2010)

## 12.3 VALORES DOS PONTOS DOS CICLOS MODELADOS

### 12.3.1 VALORES OBTIDOS DO 1º CASO DE ESTUDO

Tabela A. 3: Valores dos pontos do ciclo de absorção de simples efeito, apresentado no caso de estudo 1

Ponto	T [K]	T [°C]	m [kg/s]	h [kJ/kg]	P [kPa]	Qu	x, fracção [NH <sub>3</sub> ]	v [m <sup>3</sup> /kg]	s [kJ/kg.K]	u [kJ/kg]
1	313,0	40,0	1,0	-46,0	2,6	0,0	0,4	0,0	0,5	-46,3
2	313,4	40,4	1,0	-42,9	15,6	0,0	0,4	0,0	0,5	-44,7
3	313,4	40,4	1,0	-42,9	15,6	0,0	0,4	0,0	0,5	-44,7
4	403,0	130,0	0,9	393,4	15,6	0,0	0,3	0,0	1,6	391,4
5										
6	352,2	79,2	0,9	393,4	2,6	0,1	0,3	0,1	1,7	371,5
7	403,0	130,0	0,2	1691,0	15,6	1,0	0,9	0,1	5,2	1510,0
8	360,3	87,3	0,2	1453,0	15,6	1,0	1,0	0,1	4,6	1293,0
9	317,6	44,6	0,0	122,1	15,6	0,0	0,9	0,0	0,7	119,6
10	378,9	105,9	0,0	251,3	15,6	0,0	0,4	0,0	1,3	249,3
11	317,6	44,6	0,1	1298,0	15,6	1,0	1,0	0,1	4,2	1167,0
12	313,0	40,0	0,1	190,2	15,6	0,0	1,0	0,0	0,7	187,5
13	260,0	-13,0	0,1	251,3	2,6	0,2	1,0	0,1	1,0	222,4
14	263,0	-10,0	0,1	1259,0	2,6	1,0	1,0	0,5	4,8	1137,0

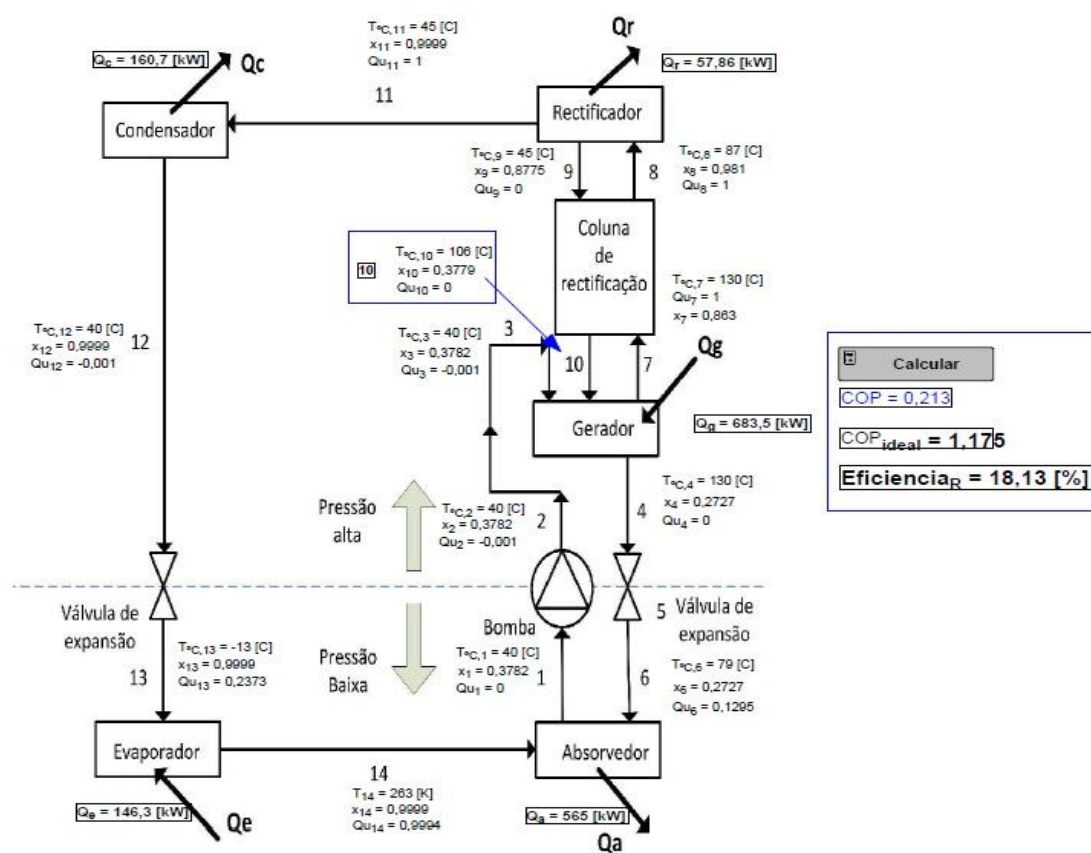


Figura A. 3: Esquema do 1º caso de estudo obtido da simulação no software EES

## 12.3.2 VALORES OBTIDOS DO 2º CASO DE ESTUDO

Tabela A. 4: Valores dos pontos do ciclo de absorção de simples efeito com permutador de calor da solução ( SHX ) , apresentado no caso de estudo 2

Ponto	T [K]	T [°C]	m [kg/s]	h [kJ/kg]	P [kPa]	Qu	x, fracção [NH <sub>3</sub> ]	v [m <sup>3</sup> /kg]	s [kJ/kg.K]	u [kJ/kg]
1	313	40	1	-45,95	2,55	0	0,3782	0,001164	0,4671	-46,25
2	313,4	40,44	1	-42,92	15,55	-0,001	0,3782	0,001163	0,4719	-44,73
3	374,3	101,3	1	229,7	15,55	-0,001	0,3782	0,001258	1,266	227,7
4	403	130	0,8549	393,4	15,55	0	0,2727	0,001249	1,636	391,4
5	331,3	58,35	0,8549	74,48	15,55	-0,001	0,2727	0,001134	0,7654	72,72
6	331,6	58,59	0,8549	74,48	2,55	-0,001	0,2727	0,001135	0,7699	74,19
7	403	130	0,186	1691	15,55	1	0,863	0,1167	5,216	1510
8	360,3	87,29	0,1716	1453	15,55	1	0,981	0,1031	4,644	1293
9	317,6	44,59	0,0265	122,1	15,55	0	0,8775	0,00158	0,6796	119,6
10	378,9	105,9	0,04093	251,3	15,55	0	0,3779	0,001268	1,323	249,3
11										
12	313	40	0,1451	190,2	15,55	-0,001	0,9999	0,001732	0,6549	187,5
13	260	-13,03	0,1451	190,2	2,55	0,191	0,9999	0,09144	0,7457	166,9
14	263	-10	0,1451	1259	2,55	0,999	0,9999	0,4795	4,839	1137

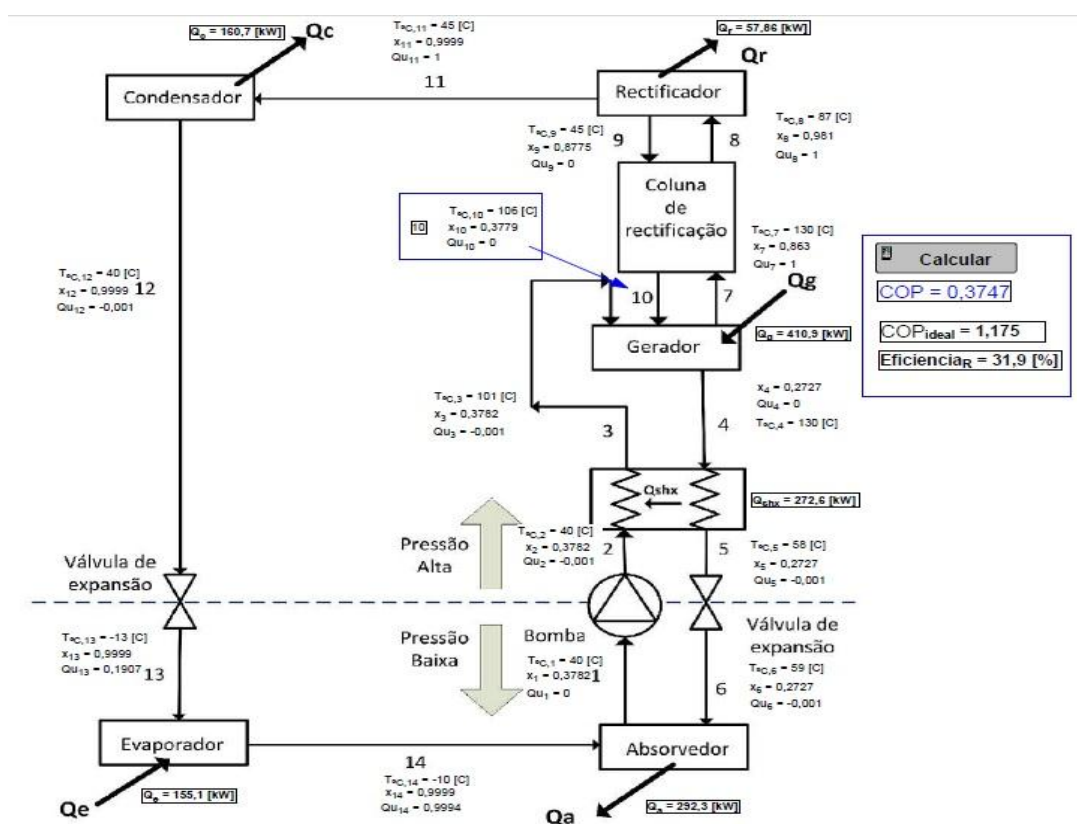


Figura A. 4: Esquema do 2º caso de estudo obtido da simulação no software EES

## 12.3.3 VALORES OBTIDOS DO 3º CASO DE ESTUDO

Tabela A. 5: Valores dos pontos do ciclo de absorção de simples efeito com permutadores de calor da solução ( SHX) e do refrigerante (CEHX) , apresentado no caso de estudo 3

Ponto	T [K]	T [°C]	m [kg/s]	h [kJ/kg]	P [kPa]	Qu	x, fracção [NH <sub>3</sub> ]	v [m <sup>3</sup> /kg]	s [kJ/kg.K]	u [kJ/kg]
1	313	40,00	1,00	-45,95	2,550	0,000	0,378	0,001	0,467	-46,3
2	313	40,44	1,00	-42,94	15,500	-0,001	0,378	0,001	0,472	-44,7
3	374	101,30	1,00	229,40	15,500	-0,001	0,378	0,001	1,265	227,4
4	403	130,00	0,85	393,60	15,500	0,000	0,272	0,001	1,636	391,7
5	331	58,35	0,85	74,78	15,500	-0,001	0,272	0,001	0,766	73,0
6	332	58,59	0,85	74,78	2,550	-0,001	0,272	0,001	0,770	74,5
7	403	130,00	0,19	1692,00	15,500	1,000	0,863	0,117	5,219	1510,0
8	355	82,42	0,15	1435,00	15,500	1,000	0,986	0,102	4,594	1278,0
9	324	50,71	0,01	73,11	15,500	0,000	0,759	0,001	0,682	70,8
10	371	98,28	0,04	210,10	15,500	0,000	0,414	0,001	1,222	208,1
11	324	50,71	0,15	1303,00	15,500	1,000	1,000	0,085	4,200	1171,0
12	313	40,00	0,15	190,10	15,500	-0,001	1,000	0,002	0,655	187,4
13	273	0,00	0,15	-0,19	15,500	-0,001	1,000	0,002	0,005	-2,6
14	260	-13,03	0,15	-0,19	2,550	0,046	1,000	0,023	0,017	-6,1
15	263	-10,00	0,15	1258,00	2,550	0,999	1,000	0,479	4,834	1136,0
16	345	72,06	0,15	1448,00	2,550	1,001	1,000	0,650	5,465	1283,0

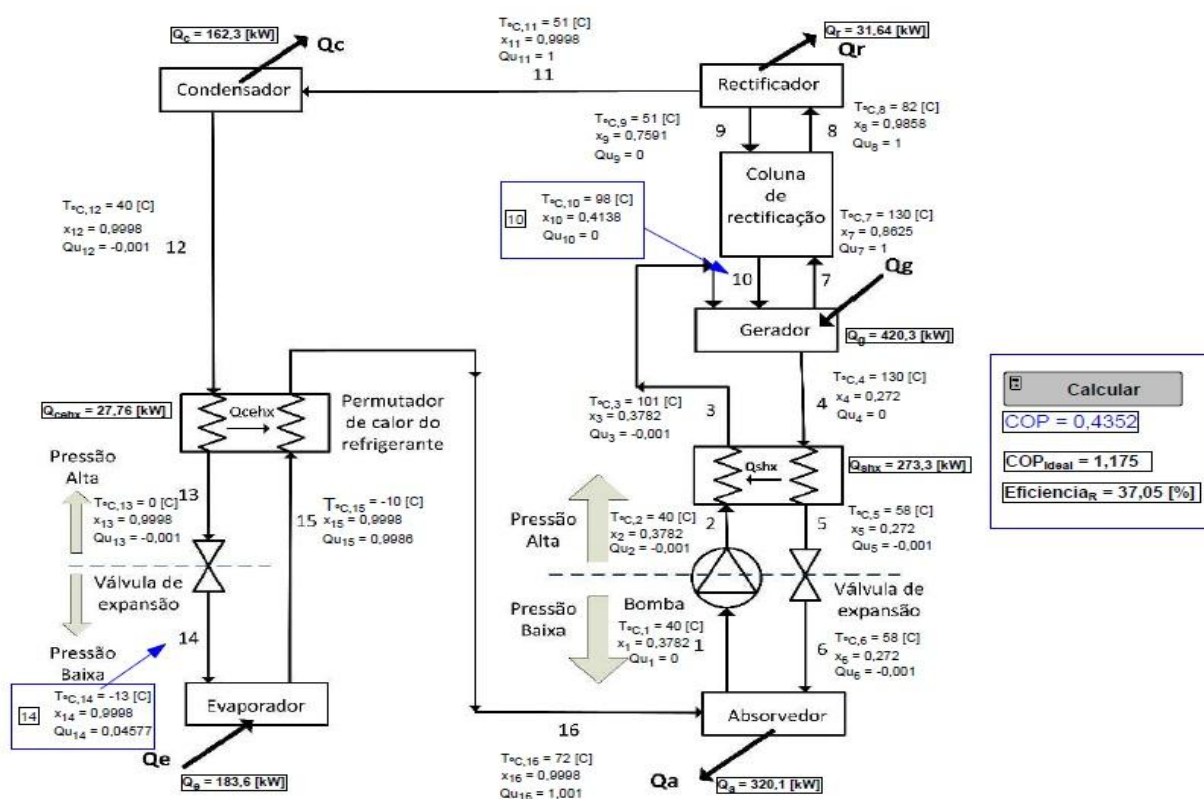


Figura A. 5: Esquema do 3º caso de estudo obtido da simulação no software EES

## 12.4 VALORES DOS PONTOS DOS CICLOS UTILIZADOS NA VALIDAÇÃO

Tabela A. 6: Valores dos pontos do ciclo de absorção do Modelo da ASHRAE (2009)

Ponto	T [K]	T [°C]	m [kg/s]	h [kJ/kg]	P [bar]	Qu	x, fracção [NH <sub>3</sub> ]
1	313,6	40,6	10,65	-57,2	5,15	0	0,50094
2	313,8	40,8	10,65	-56,0	14,61	ND	0,50094
3	351,2	78,2	10,65	89,6	14,61	ND	0,50094
4	368,0	95,0	9,09	195,1	14,61	0	0,41612
5	330,5	57,5	9,09	24,6	14,61	ND	0,41612
6	328,6	55,6	9,09	24,6	5,15	0,006	0,41612
7	352,2	79,2	1,59	1429	14,61	1	0,99809
8	352,2	79,2	0,04	120,4	14,61	0	0,50094
9	328,0	55,0	1,55	1349	14,61	1	0,99809
10	310,8	37,8	1,55	178,3	14,61	0	0,99809
11	290,8	17,8	1,55	82,1	14,61	ND	0,99809
12	278,1	5,1	1,55	82,1	5,15	0,049	0,99809
13	279,0	6,0	1,55	1216	5,15	0,953	0,99809
14	303,6	30,6	1,55	1313	5,15	1	0,99809

Tabela A. 7: Valores obtidos do modelo criado para a validação ( Modelo inicial)

Ponto	T [K]	T [°C]	m [kg/s]	h [kJ/kg]	P [bar]	Qu	x, fracção [NH <sub>3</sub> ]	v [m <sup>3</sup> /kg]	s [kJ/kg.K]	u [kJ/kg]
1	313,6	40,6	10,65	-58,47	5,15	0	0,50152	0,0012	0,444	-59,1
2	313,7	40,7	10,65	-57,3	14,61	-0,001	0,50152	0,0012	0,444	-59,1
3	345,8	72,8	10,65	88,72	14,61	-0,001	0,50152	0,0013	0,887	86,84
4	368,0	95,0	9,10	194,3	14,61	0	0,41687	0,0013	1,181	192,4
5	330,4	57,4	9,10	23,38	14,61	-0,001	0,41687	0,0012	0,691	21,63
6	328,5	55,5	9,10	23,38	5,15	0,00616	0,41687	0,003	0,694	21,82
7	352,2	79,2	1,59	1429	14,61	1	0,98717	0,1072	4,602	1272
8	352,2	79,2	0,04	119,3	14,61	0	0,50152	0,0013	0,975	117,4
9	328,0	55,0	1,55	1349	14,61	1	0,99812	0,0968	4,365	1207
10	311,0	38,0	1,55	178,6	14,61	0	0,99812	0,0017	0,626	176
11	291,0	18,0	1,55	82,1	14,61	-0,001	0,99812	0,0016	0,304	79,72
12	278,2	5,2	1,55	82,1	5,15	0,0482	0,99812	0,0132	0,313	75,28
13	279,2	6,2	1,55	1217	5,15	0,9535	0,99812	0,2333	4,373	1097
14	303,6	30,6	1,55	1334	5,15	1	0,99812	0,2699	4,78	1195



## 12.5 PROGRAMA EES

Neste subcapítulo dos anexos, apresenta-se um breve exemplo descritivo do programa EES com a rotina desenvolvida para a realização das várias simulações.

Nas figuras seguintes encontram-se alguns dos sub-menus do programa EES. Nestas imagens mostram-se as zonas de parametrização das equações, os principais resultados obtidos, apresentando-se ainda a janela referente aos resultados obtidos do cálculo de todas as propriedades da mistura de fluidos para os diversos pontos do ciclo de refrigeração.

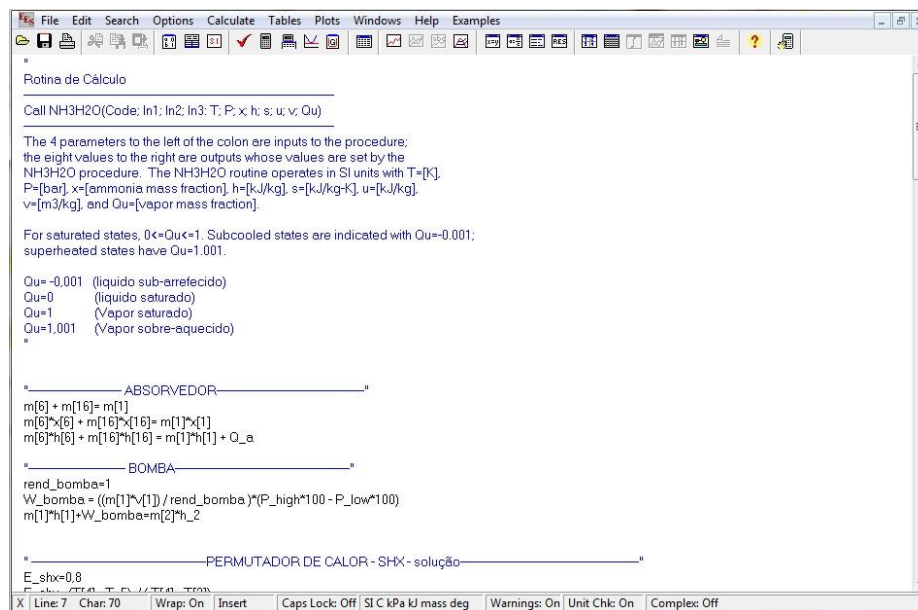


Figura A. 6: Imagem do menu de parametrização das equações que representam o sistema

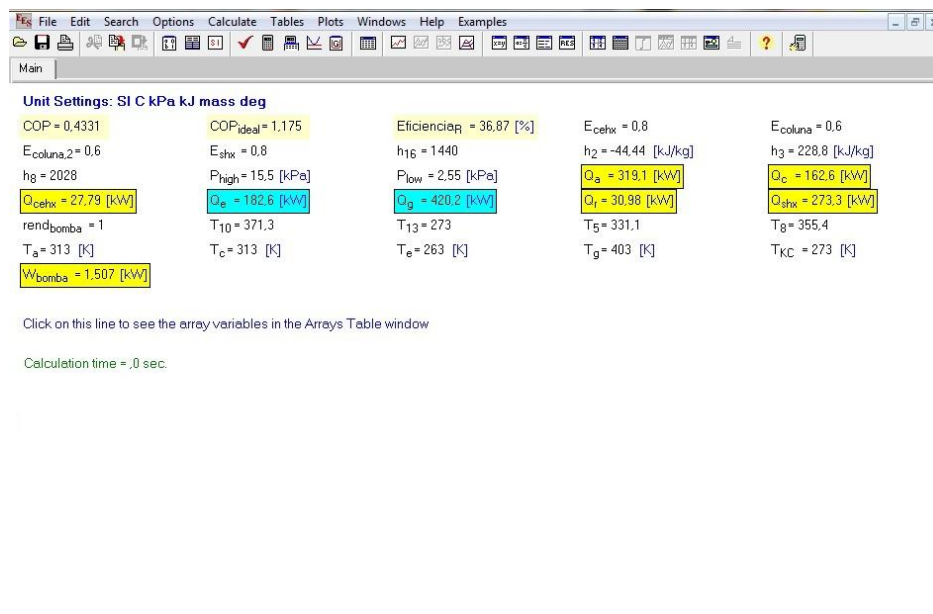


Figura A. 7: Janela do EES com os principais resultados obtidos

Sort	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	$T_i$ [K]	$T_{c,i}$ [C]	$m_i$ [kg/s]	$h_i$ [kJ/kg]	$P_i$ [bar]	$Q_{u,i}$	$x_i$	$v_i$ [m <sup>3</sup> /kg]	$s_i$ [kJ/kg·K]	$u_i$ [kJ/kg]
[1]	313	40	1	-45,95	2,55	0	0,3782	0,001164	0,4671	-46,25
[2]	313,1	40	1	-44,44	15,5	-0,001	0,3782	0,001163	0,4671	-46,25
[3]	374,1	101	1	228,8	15,5	-0,001	0,3782	0,001258	1,264	226,9
[4]	403	130	0,854	393,6	15,5	0	0,272	0,001249	1,636	391,7
[5]	331,1	58	0,854	73,59	15,5	-0,001	0,272	0,001134	0,7622	71,83
[6]	331,3	58	0,854	73,59	2,55	-0,001	0,272	0,001135	0,7666	73,3
[7]	403	130	0,1905	1692	15,5	1	0,8625	0,1171	5,219	1510
[8]	355,4	82	0,1546	1435	15,5	1	0,9858	0,1017	4,594	1278
[9]	323,7	51	0,008535	73,11	15,5	0	0,7591	0,00146	0,682	70,84
[10]	371,3	98	0,04443	210,1	15,5	0	0,4138	0,001276	1,222	208,1
[11]	323,7	51	0,146	1303	15,5	1	0,999	0,08483	4,2	1171
[12]	313	40	0,146	189,5	15,5	-0,001	0,999	0,001731	0,6564	186,8
[13]	273	0	0,146	-0,7572	15,5	-0,001	0,999	0,001557	0,006626	-3,171
[14]	260	-13	0,146	-0,7572	2,55	0,0457	0,999	0,02306	0,01858	-6,639
[15]	263	-10	0,146	1250	2,55	0,9927	0,999	0,4762	4,805	1128
[16]	341	68	0,146	1440	2,55	1,001	0,999	0,642	5,442	1276

Figura A. 8: Valores de todos os pontos do ciclo de absorção

Na figura seguinte pode-se visualizar o esquema do ciclo de refrigeração em análise com os principais parâmetros calculados e inscritos nos diversos pontos do ciclo de absorção.

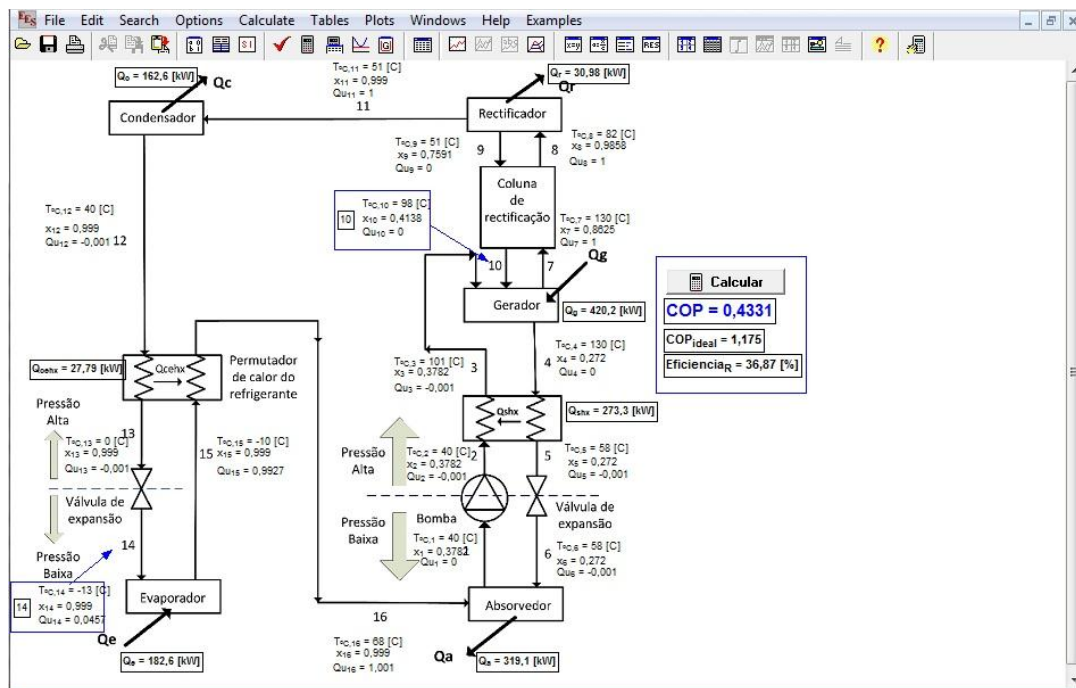


Figura A. 9: Janela do EES correspondente ao esquema do ciclo de refrigeração em estudo